



TUGAS AKHIR TF 141581

**ANALISIS VARIASI *HELICAL BAFFLE* PADA
SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER
BERBASIS *COMPUTATIONAL FLUID*
DYNAMICS (CFD)**

BAYU ESHA GUSTYAWAN
NRP. 2414 106 002

Dosen Pembimbing :
1. Gunawan Nugroho, ST, MT, Ph.D
2. Ir. Sarwono, MM

DEPARTEMEN TEKNIK FISIKA
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)
Surabaya 2017

“Halaman ini sengaja dikosongkan”



FINAL PROJECT TF 141581

**ANALYSIS OF HELICAL BAFFLE VARIATION
IN SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER
BASED ON COMPUTATIONAL FLUID
DYNAMICS (CFD)**

**BAYU ESHA GUSTYAWAN
NRP. 2414 106 002**

Supervisor :

- 1. Gunawan Nugroho, ST, MT, Ph.D**
- 2. Ir. Sarwono, MM**

**DEPARTEMENT OF ENGINEERING PHYSICS
Faculty of Industrial Technology
Institute Technology of Sepuluh Nopember (ITS)
Surabaya 2017**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISIS VARIASI *HELICAL BAFFLE* PADA *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* BERBASIS *COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD)*

TUGAS AKHIR

OLEH:

Bayu Esha Gustyawan
NRP. 2414 106 002

Surabaya, Januari 2017

Menyetujui,

Pembimbing I

Gunawan Nugroho, ST, MT, Ph.D
NIP. 19771127 200212 1 002

Pembimbing II

Ir. Sarwono, MM
NIP. 19580530 198303 1 002

Mengetahui,

**Ketua Jurusan
Teknik Fisika FTI – ITS**



Agus Muhammad Hatta, ST, Msi, Ph.D
NIP. 19780902 200312 1 002

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

**ANALISIS VARIASI *HELICAL BAFFLE* PADA
SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER BERBASIS
*COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD)***

TUGAS AKHIR

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Rekayasa Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh:

**Bayu Esha Gustvawan
NRP. 2414 106 002**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Gunawan Nugroho, ST, MT, Ph.D(Pembimbing I)
2. Ir. Sarwono, MM.....(Pembimbing II)
3. Harsono Hadi, Ph.D.....(Penguji I)
4. Dr. Ir. Syamsul Arifin, MT.....(Penguji II)
5. Nur Laila Hamidah, ST, MT.....(Penguji III)

**SURABAYA
Januari, 2017**

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI

Saya yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama : Bayu Esha Gustyawan

NRP : 2414 106 002

Jurusan : Teknik Fisika FTI-ITS

Dengan ini menyatakan bahwa tugas akhir saya berjudul :

***ANALISIS VARIASI HELICAL BAFFLE PADA SHELL
AND TUBE HEAT EXCHANGER BERBASIS
COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD)***

adalah bebas dari plagiasi. Apabila pernyataan ini terbukti tidak benar, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, Januari 2017
Yang membuat pernyataan

Bayu Esha Gustyawan

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

ANALISIS VARIASI *HELICAL BAFFLE* PADA *SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER* BERBASIS *COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD)*

Nama Mahasiswa : Bayu Esha Gustyawan
NRP : 2414106002
Jurusan : Teknik Fisika
Pembimbing : Gunawan Nugroho, ST, MT, Ph.D
Ir. Sarwono, MM

Abstrak

Alat penukar panas memiliki peranan penting di industri terhadap keberhasilan keseluruhan rangkaian proses. Penelitian terhadap desain *heat exchanger* dilakukan untuk mencapai kinerja *heat exchanger* yang paling baik dengan memvariasikan jarak *baffle* dan jumlah *baffle*. Penelitian dilakukan terhadap kinerja *heat exchanger* tipe *shell and tube heat exchanger* dengan variasi jarak *baffle* jenis *helical* dan laju aliran massa *inlet* di sisi *shell*. Penelitian ini dilakukan secara numerik dengan variasi jarak *baffle* : 0.15m, 0.1m, 0.075m, dan 0.06m dan variasi laju aliran massa *inlet* : 0.05kg/s, 0.1kg/s, dan 0.2kg/s. Susunan *Tube* yang digunakan adalah tipe *staggered* yang disusun secara *triangle*. Aliran bersifat *parallel-flow* dengan model viskos yang digunakan adalah turbulensi model $k-\epsilon$ realizable. Hasil analisa numerik menunjukkan nilai deviasi laju perpindahan panas fluida panas dan fluida dingin sebesar 0.07%. Hasil penelitian menunjukkan variasi jarak *baffle* 0.06m dengan laju aliran massa *inlet* fluida dingin 0.2kg/s memiliki nilai koefisien perpindahan panas total yang paling baik dengan nilai 469.05 W/m².K, dan nilai *pressure drop* paling baik adalah 0.62 pa pada variasi jarak *baffle* 0.015 m dengan laju aliran massa 0.05 kg/s.

Kata Kunci : *Heat exchanger*, *helical baffle*, laju aliran massa, koefisien perpindahan panas, *pressure drop*

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

AN ANALYSIS OF HELICAL BAFFLE ON SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS (CFD)

Student Name : Bayu Esha Gustyawan
NRP : 2414106002
Departement : Teknik Fisika
Supervisor : Gunawan Nugroho, ST, MT, Ph.D
Ir. Sarwono, MM

Abstract

Abstract – Heat Exchanger has an important role in industry for successfull processes. The researches of heat exchanger focus on enhancement of heat transfer coefficient. Meanwhile the minimum pressure drop is also required to guarantee the subsequent process. Generally, those to requirements a satisfied by the configuration of helical baffle. This work considers the helical baffle with different distance variation as well as mass flow rate inlet on the shell side. A CFD analysis is implemented for studying the varying distance of 0.15m, 0.1m, 0.075m, and 0.06m and with mass flow rate are 0.05kg/s, 0.1kg/s, and 0.2kg/s. The tube of staggered configuration is in triangular arrangement. In this research, turbulence model of k-ε realizable is used as a viscosity model, in parallel-flow configuration. The results show that the deviation value of heat transfer rate cold fluid and hot fluid is 0.07% refer to energy balance law, and the best value of heat transfer coefficient is 469.05 W/m².K for 0.06 m distance with 0.2 kg/s inlet mass flow rate and the best value of pressure drop is 0.62 Pa for 0.015 baffle distance with 0.05 kg/s inlet mass flow rate.

Keywords : Heat exchanger, helical baffle, heat transfer coefficient, pressure drop

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadiran Allah SWT atas limpahan rahmat dan hidayah-Nya serta shalawat dan salam kepada Nabi Muhammad SAW sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “**Analisis Variasi Helical Baffle pada Shell and Tube Heat Exchanger Berbasis Computational Fluid Dynamics (CFD)**”. Penulis telah banyak mendapatkan bantuan dari berbagai pihak dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Allah SWT atas segala rahmat dan karunia yang diberikan sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Bapak, Ibu, Adik dan Keluarga yang selalu memberikan motivasi serta mendoakan penulis.
3. Bapak Agus Muhammad Hatta, ST, MSi, Ph.D, selaku Ketua Jurusan Teknik Fisika ITS.
4. Bapak Gunawan Nugroho, ST, MT, Ph.D dan Bapak Ir. Sarwono, MM. selaku dosen pembimbing yang telah sabar dalam memberikan dukungan, bimbingan dan arahan dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
5. Bapak Totok Ruki Biyanto, Ph.D, Bapak Dr. Ridho Hantoro ST, MT, dan Bapak Harsono Ph.D selaku dosen penguji Tugas Akhir.
6. Bapak Totok Soehartanto, DEA selaku dosen wali yang selalu memberikan arahan dan semangat selama penulis menjadi mahasiswa di jurusan Teknik Fisika FTI-ITS.
7. Yusma Dewi Yulianti yang selalu mendoakan dan memberikan motivasi kepada penulis.
8. Laboratorium Rekayasa Energi dan Pengondisian Lingkungan yang telah membantu melakukan simulasi selama mengerjakan Tugas Akhir.
9. Teman-teman S-1 Lintas Jalur Teknik Fisika yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

10. Teman-teman seperjuangan Tugas Akhir yang senantiasa berjuang bersama-sama serta saling memberikan motivasi dan semangat dalam mengerjakan Tugas Akhir.

Penulis menyadari bahwa penulisan laporan Tugas Akhir ini tidaklah sempurna. Oleh karena itu sangat diharapkan kritik dan saran yang membangun dari semua pihak sehingga mencapai sesuatu yang lebih baik lagi. Penulis juga berharap semoga laporan ini dapat menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembacanya.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR BEBAS PLAGIASI.....	v
LEMBAR PENGESAHAN.....	vii
ABSTRAK.....	xi
ABSTRACT	xiii
KATA PENGANTAR	xv
DAFTAR ISI.....	xvii
DAFTAR GAMBAR	xix
DAFTAR TABEL.....	xxiii
DAFTAR SIMBOL	xxv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan	4
1.5 Sistematika Laporan.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 <i>Heat Exchanger</i>	5
2.2 <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	6
2.3 <i>Helical Baffle</i>	7
2.4 Aliran Fluida pada <i>Heat Exchanger</i>	7
2.5 Aliran <i>Eksternal Fluida</i>	8
2.5.1 Aliran Fluida pada Silinder Tunggal	8
2.5.2 Konveksi Perpindahan Panas.....	10
2.5.3 Total Laju Perpindahan Panas (Q).....	12
2.5.4 Perhitungan Perpindahan Panas pada <i>Shell</i> (h_o)	13
2.5.5 Perhitungan Perpindahan Panas pada <i>Tube</i> (h_i)	15
2.5.6 <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> (U_o)	15
2.5.7 <i>Pressure Drop</i> (ΔP)	16
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	17
3.1 Skema Diagram Alir Penelitian	17

3.2 Data Parameter	18
3.2.1 Parameter Desain	18
3.2.2 Parameter <i>Fluida</i>	18
3.3 Simulasi <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	19
3.3.1 <i>Pre-processing</i>	19
3.3.2 <i>Processing</i>	23
3.3.3 <i>Post-processing</i>	29
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	31
4.1 Verifikasi Data Simulasi	31
4.2 Pengaruh Jarak <i>Helical Baffle</i> dan Laju Aliran Massa terhadap Distribusi Temperatur	32
4.3 Pengaruh Jarak <i>Helical Baffle</i> dan Laju Aliran Massa terhadap Distribusi Kecepatan	44
4.4 Pengaruh Jarak <i>Helical Baffle</i> dan Laju Aliran Massa terhadap <i>Reynolds Number</i>	56
4.5 Pengaruh Jarak <i>Helical Baffle</i> dan Laju Aliran Massa terhadap Koefisien Perpindahan Panas	60
4.6 Pengaruh Jarak <i>Helical Baffle</i> dan Laju Aliran Massa terhadap Koefisien Perpindahan Panas Total	65
4.7 Pengaruh Jarak <i>Helical Baffle</i> dan Laju Aliran Massa terhadap <i>Pressure Drop</i>	70
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	77
5.1 Kesimpulan	77
5.2 Saran	77
DAFTAR PUSTAKA	79
BIODATA PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	<i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	6
Gambar 2.2	Ilustrasi <i>Helical Baffle</i> pada <i>Shell and Tube Heat Exchanger</i>	7
Gambar 2.3	Tipe Aliran pada <i>Heat Exchanger</i>	7
Gambar 2.4	<i>Boundary Layer</i> dan Separasi pada Silinder Sirkular di <i>Cross Flow</i>	8
Gambar 2.5	Profil Kecepatan pada Dinding Silinder	9
Gambar 2.6	Pengaruh Turbulansi terhadap Separasi.....	10
Gambar 2.7	<i>Nusselt Number Local</i> untuk Aliran Udara Secara Noemal pada Silinder Sirkular.....	10
Gambar 2.8	Faktor Gesekan dan Faktor Koreksi pada Susunan Pipa <i>Aligned</i>	12
Gambar 2.9	Faktor Gesekan dan Faktor Koreksi pada Susunan Pipa <i>Staggered</i>	12
Gambar 2.10	Diameter Ekuivalensi sisi Pipa	14
Gambar 2.11	<i>Clearance</i>	14
Gambar 3.1	Skema Diagram Alir Penelitian	17
Gambar 3.2	Variasi jarak dan jumlah <i>helical baffle</i> (a)150mm,(b)100mm,(c)75mm,(d)60mm .	21
Gambar 3.3	Desain <i>shell and tube heat exchanger</i> (a)150mm,(b)100mm,(c)75mm,(d)60mm .	21
Gambar 3.4	<i>Meshing</i> (a) <i>Tetrahedral-mesh</i> (b) <i>Hexahedral-mesh</i>	22
Gambar 3.5	<i>Inflation</i>	23
Gambar 3.6	<i>Mesh-Interface</i>	25
Gambar 3.7	Pengaturan <i>References Values</i>	26
Gambar 3.8	<i>Solution Initialization</i>	28
Gambar 3.9	Iterasi Konvergen.....	29
Gambar 3.10	Nilai Q_c dan Q_h Hasil Simulasi	29
Gambar 3.11	Nilai V_{\max} Hasil Simulasi.....	30
Gambar 4.1	Nilai Q_c dan Q_h $L_b=150\text{mm}$ dan $\dot{m}=0.05\text{kg/s}$	32

Gambar 4.2	Kontur Distribusi Temperatur Fluida Dingin $\dot{m}=0.05$ kg/s Variasi Jarak <i>Baffle</i> (a)0.15m; (b)0.1m; (c)0.075m; (d)0.06m; (e)segmental ..	34
Gambar 4.3	Grafik Temperatur <i>Outlet</i> Fluida Dingin saat $\dot{m}=0.05$ kg/s	34
Gambar 4.4	Kontur Distribusi Temperatur Fluida Dingin $\dot{m}=0.1$ kg/s Variasi Jarak <i>Baffle</i> (a)0.15m; (b)0.1m; (c)0.075m; (d)0.06m; (e)segmental ..	38
Gambar 4.5	Grafik Temperatur <i>Outlet</i> Fluida Dingin saat $\dot{m}=0.1$ kg/s	38
Gambar 4.6	Kontur Distribusi Temperatur Fluida Dingin $\dot{m}=0.2$ kg/s Variasi Jarak <i>Baffle</i> (a)0.15m; (b)0.1m; (c)0.075m; (d)0.06m; (e)segmental ..	41
Gambar 4.7	Grafik Temperatur <i>Outlet</i> Fluida Dingin saat $\dot{m}=0.2$ kg/s	42
Gambar 4.8	Nilai Temperatur <i>Outlet</i> Fluida Dingin Keseluruhan	43
Gambar 4.9	Kontur Kecepatan Fluida Dingin $\dot{m}=0.05$ kg/s Variasi Jarak <i>Baffle</i> (a)0.15m; (b)0.1m; (c)0.075m; (d)0.06m; (e)segmental	46
Gambar 4.10	Grafik Kecepatan Maksimal Fluida Dingin saat $\dot{m}=0.05$ kg/s	46
Gambar 4.11	Kontur Kecepatan Fluida Dingin $\dot{m}=0.1$ kg/s Variasi Jarak <i>Baffle</i> (a)0.15m; (b)0.1m; (c)0.075m; (d)0.06m; (e)segmental	50
Gambar 4.12	Grafik Kecepatan Maksimal Fluida Dingin saat $\dot{m}=0.1$ kg/s	50
Gambar 4.13	Kontur Kecepatan Fluida Dingin $\dot{m}=0.2$ kg/s Variasi Jarak <i>Baffle</i> (a)0.15m; (b)0.1m; (c)0.075m; (d)0.06m; (e)segmental	53
Gambar 4.14	Grafik Kecepatan Maksimal Fluida Dingin saat $\dot{m}=0.2$ kg/s	54
Gambar 4.15	Nilai Kecepatan Maksimal Fluida Dingin Keseluruhan	55

Gambar 4.16	Grafik <i>Reynolds Number</i> terhadap Jarak <i>Baffle</i> (a) $\dot{m}=0.05$ kg/s, (b) $\dot{m}=0.1$ kg/s, (c) $\dot{m}=0.2$ kg/s....	58
Gambar 4.17	Grafik <i>Reynolds Number</i> Keseluruhan.....	60
Gambar 4.18	Grafik Koefisien Perpindahan Panas terhadap Jarak <i>Baffle</i> (a) $\dot{m}=0.05$ kg/s, (b) $\dot{m}=0.1$ kg/s, (c) $\dot{m}=0.2$ kg/s.....	62
Gambar 4.19	Koefisien Perpindahan Panas Fluida Dingin Keseluruhan	64
Gambar 4.20	Grafik Koefisien Perpindahan Panas Total terhadap Jarak <i>Baffle</i> (a) $\dot{m}=0.05$ kg/s, (b) $\dot{m}=0.1$ kg/s, (c) $\dot{m}=0.2$ kg/s.....	67
Gambar 4.21	Grafik Koefisien Perpindahan Panas Total Keseluruhan	68
Gambar 4.22	Grafik <i>Pressure Drop</i> terhadap Jarak <i>Baffle</i> (a) $\dot{m}=0.05$ kg/s, (b) $\dot{m}=0.1$ kg/s, (c) $\dot{m}=0.2$ kg/s.....	72
Gambar 4.23	Grafik <i>Pressure Drop</i> Keseluruhan	73
Gambar 4.24	Kontur Tekanan pada saat $\dot{m} = 0.05$ kg/s dengan Variasi Jarak <i>Baffle</i> (a)0.15m; (b)0.1m; (c)0.075m; dan (d)0.06m.....	75

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Konstanta untuk Persamaan Silinder pada <i>Cros-Flow</i>	11
Tabel 3.1	Data Parameter Desain Geometri.....	18
Tabel 3.2	Data Parameter Fluida	19
Tabel 3.3	Data Parameter <i>Tube</i>	20
Tabel 3.4	Jarak dan Jumlah <i>Helical Baffle</i>	20
Tabel 3.5	<i>Boundary Layer</i>	22
Tabel 3.6	Nilai <i>Nodes</i> dan <i>Elements</i>	23
Tabel 3.7	<i>Fluid Properties</i>	24
Tabel 3.8	<i>Boundary Condition</i>	26
Tabel 3.9	<i>Monitoring Solution</i>	27
Tabel 4.1	Hasil Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Total	65
Tabel 4.2	Hasil Perhitungan <i>Pressure Drop</i>	70

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR SIMBOL

As	= <i>Cross Flow Area</i>	(m ²)
De	= Diameter Ekvivalen	(m)
di	= Diameter Dalam <i>Tube</i>	(m)
do	= Diameter Luar <i>Tube</i>	(m)
Ds	= Diameter Shell	(m)
hi	= Koefisien Perpindahan Panas <i>Shell</i>	(W/m ² .K)
ho	= Koefisien Perpindahan Panas <i>Tube</i>	(W/m ² .K)
Kc	= <i>Thermal Conductivity</i> Fluida Dingin	(W/m.K)
Kh	= <i>Thermal Conductivity</i> Fluida Panas	(W/m.K)
Kt	= <i>Thermal Conductivity Tube</i>	(W/m.K)
Lb	= Jarak <i>Baffle</i>	(m)
Ls	= Panjang Shell	(m)
ṁc	= <i>Mass Flow Rate</i> Fluida Dingin	(Kg/s)
ṁh	= <i>Mass Flow Rate</i> Fluida Panas	(Kg/s)
Nb	= Jumlah <i>Baffle</i>	
Nu	= <i>Nusselt Number</i>	
Pr	= <i>Prndlt Number</i>	
Pt	= <i>Pitch Tube</i>	(m)
Qc	= Laju Perpindahan Panas pada <i>Shell</i>	(W)
Qh	= Laju Perpindahan Panas pada <i>Tube</i>	(W)
Qs	= <i>Volume Flow Rate</i>	(m ³ /s)
Re	= <i>Reynolds Number</i>	
T	= <i>Temperature</i>	(°K)
Uo	= Koefisien Perpindahan Panas Total	(W/m ² .K)
V _{max}	= Kecepatan Maksimum	(m/s)
ρ	= Massa Jenis	(Kg/m ³)
μ	= Viskositas	(N.s/m ²)
ΔP	= <i>Pressure Drop</i>	(Pa)

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Heat exchanger merupakan alat yang digunakan dalam proses perpindahan panas antara dua fluida yang memiliki perbedaan temperatur dan dipisahkan oleh dinding-dinding. Energi yang dipertukarkan akan menyebabkan perubahan temperatur fluida (kalor sensibel) atau dipergunakan untuk merubah fasa (kalor laten). Laju perpindahan energi dalam penukar kalor dipengaruhi oleh banyak faktor seperti kecepatan aliran fluida, sifat-sifat fisik (viskositas, konduktivitas termal, kapasitas kalor spesifik, dan lain-lain), beda temperatur antara kedua fluida, dan sifat permukaan bidang perpindahan kalor yang memisahkan kedua fluida. Penerapan *heat exchanger* diantaranya pada industri pembangkit listrik, *air conditioning*, pemanfaatan panas yang terbuang dalam proses kimia [1].

Shell-and-tube heat exchanger adalah salah satu tipe *heat exchanger* yang sering digunakan. *Shell-and-tube heat exchanger* melibatkan *tube* sebagai komponen utamanya. Salah satu fluida mengalir di dalam *tube*, sedangkan fluida lainnya mengalir di luar *tube*. Pipa-pipa *tube* didesain berada di dalam sebuah ruang berbentuk silinder yang disebut dengan *shell*, sedemikian rupa sehingga p *tube* tersebut berada sejajar dengan sumbu *shell* [2]. Arah aliran dari kedua fluida bisa terjadi secara parallel, *counter*, *cross* maupun campuran. Aliran parallel terjadi ketika kedua fluida masuk dari arah yang sama, mengalir kearah yang sama dan keluar melalui arah yang sama pula. Aliran *counter* terjadi ketika kedua fluida masuk dari arah yang berlawanan, mengalir dengan arah yang berlawanan, dan mengalir dengan outlet yang berlawanan. Sedangkan untuk aliran *cross* terjadi ketika salah satu fluida mengalir secara tegak lurus terhadap fluida yang lain. Dan untuk aliran campuran adalah aliran gabungan dari beberapa tipe aliran tersebut [3].

Pada *heat exchanger* biasanya didukung oleh suatu piranti integral untuk meningkatkan efektifitas dan koefisien perpindahan

panas, yaitu *baffle*. *Baffle* adalah pemandu aliran (*flow-directing*) yang digunakan dalam beberapa pembuluh proses industri (*tank*), seperti *shell and tube heat exchanger*, reaktor kimia, dan *static mixer*. *Baffle* merupakan bagian integral dari desain *shell and tube heat exchanger*. *Baffle* melayani dua fungsi, yaitu: *baffle* mendukung tabung dalam posisi yang tepat selama perakitan dan operasi serta mencegah getaran dari tabung yang disebabkan oleh pusaran arus yang diinduksi, *baffle* mampu memandu aliran fluida pada *shell-side* yang mengalir bolak-balik melintasi bidang tabung, meningkatkan kecepatan dan koefisien perpindahan panas. Sebuah *baffle* dirancang untuk mendukung bundel tabung dan mengarahkan aliran cairan untuk mendapatkan efisiensi maksimum [4].

Helical baffle adalah salah satu tipe *baffle* yang mampu meng-cover kekurangan dari *segmental baffle* [5]. *Helical baffle* memiliki karakteristik yang diperlukan untuk mengurangi dispersi dan mampu mengkonversi *pressure drop* yang sangat tinggi melalui perpindahan panas, serta meningkatkan nilai koefisien perpindahan panas [6].

Pada penelitian ini penulis akan menganalisa pengaruh variasi jarak *baffle*, yaitu : 0.15 m, 0.1 m, 0.075 m, dan 0.06 m, pemilihan variasi jarak dipilih berdasarkan ketentuan yang ada pada *Tubular Exchanger Manufacture Association* (TEMA) [8] yang menyatakan bahwa jarak *baffle* maksimal adalah memiliki perbandingan 1:5 dengan diameter *shell*. Serta variasi laju aliran massa *inlet* dengan tipe *helical baffle* agar didapatkan perbedaan karakteristik aliran fluida dan perpindahan panas pada sisi *shell heat exchanger* jenis *shell and tube heat exchanger* berbasis numeric menggunakan *Computational Fluid Dynamics* (CFD) dengan parameter geometri *shell and tube heat exchanger* yang digunakan mengacu kepada penelitian yang telah dilakukan sebelumnya [10].

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah dijelaskan diatas, maka perumusan masalah yang akan diangkat untuk mengarahkan penelitian Tugas Akhir ini yaitu:

1. Apakah nilai laju perpindahan panas fluida dingin (q_c) dan nilai laju perpindahan panas fluida panas (q_h) sesuai dengan persamaan kesetimbangan energi dengan nilai deviasi $< 2\%$?
2. Bagaimana profil aliran fluida dingin terhadap distribusi temperatur yang dihasilkan dan berapa nilai temperatur outlet yang paling besar berdasarkan hasil simulasi variasi jarak *helical baffle* dan laju aliran massa pada *shell and tube heat exchanger*?
3. Bagaimana profil aliran fluida dingin terhadap distribusi kecepatan yang dihasilkan dan berapa nilai kecepatan fluida dingin yang paling besar berdasarkan hasil simulasi variasi jarak *helical baffle* dan laju aliran massa pada *shell and tube heat exchanger*?
4. Berapakah nilai koefisien perpindahan panas yang paling baik berdasarkan hasil simulasi variasi jarak *helical baffle* dan laju aliran massa pada *shell and tube heat exchanger* menggunakan *computational fluid dynamics* (CFD)?
5. Berapakah nilai *pressure drop* yang paling baik berdasarkan hasil simulasi variasi jarak *helical baffle* dan laju aliran massa pada *shell and tube heat exchanger* menggunakan *computational fluid dynamics* (CFD)?

1.3 Batasan Masalah

Untuk memfokuskan penyelesaian masalah pada penelitian tugas akhir maka batasan masalah yang diangkat adalah sebagai berikut :

1. Pemodelan geometri *shell and tube heat exchanger* dengan variasi *helical baffle* berdasarkan domain aliran tiga dimensi.
2. Variasi jarak baffle yang digunakan 0.15 m, 0.1 m, 0.075 m, dan 0.06 m.
3. Variasi laju aliran massa *input* fluida dingin yang digunakan 0.05 kg/s, 0.1 kg/s, dan 0.2 kg/s.
4. Simulasi untuk mengetahui profil aliran menggunakan *Computational Fluid Dynamics* (CFD) dengan persamaan turbulensi $k-\epsilon$ Realizable.

5. *Shell and tube heat exchanger* menggunakan tipe aliran *parallel-flow single-pass*.
6. Karakteristik aliran pada alat penukar panas adalah *steady-flow*, *incompressible flow* dan *uniform* pada sisi inlet.
7. Tidak meninjau sisi ekonomi dari hasil simulasi.

1.4 Tujuan

Tujuan penulisan tugas akhir ini sebagai berikut :

1. Memverifikasi nilai laju perpindahan panas fluida panas dan fluida dingin terhadap persamaan kesetimbangan energi (nilai deviasi $< 2\%$).
2. Mengetahui profil aliran fluida dingin terhadap distribusi temperatur dan nilai temperature outlet yang paling maksimal berdasarkan hasil simulasi.
3. Mengetahui profil aliran fluida dingin terhadap distribusi kecepatan fluida dan nilai temperature outlet yang paling maksimal berdasarkan hasil simulasi.
4. Mengetahui nilai koefisien perpindahan panas yang paling baik berdasarkan hasil simulasi dengan variasi jarak *helical baffle* dan laju aliran massa pada *shell and tube heat exchanger* menggunakan *computational fluid dynamics* (CFD).
5. Mengetahui nilai *pressure drop* yang paling baik berdasarkan hasil simulasi dengan variasi jarak *helical baffle* dan laju aliran massa pada *shell and tube heat exchanger* menggunakan *computational fluid dynamics* (CFD).

1.5 Sistematika Laporan

Laporan ini terdiri atas lima bab. Bab 1 berisi pendahuluan yang memaparkan latar belakang, permasalahan, tujuan, dan sistematika laporan. Bab 2 berisi tentang teori pendukung yang menunjang penelitian yang dilakukan. Bab 3 berisi metodologi penelitian yang memaparkan tentang peralatan dan prosedur penelitian. Bab 4 hasil dan pembahasan yang berisi pembahasan terkait hasil dari simulasi. Dan Bab 5 penutup berisi kesimpulan dan saran.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 *Heat Exchanger*

Heat exchanger merupakan alat penukar panas yang digunakan sebagai penukar energi panas antara dua atau lebih fluida dengan temperatur fluida berbeda [1]. Pada umumnya didalam *heat exchanger*, fluida dipisahkan dengan permukaan perpindahan panas dan secara ideal tidak bercampur. Beberapa jenis *heat exchanger* yang sering digunakan adalah *shell and tube heat exchanger*, *double-pipe heat exchanger* dan *compact heat exchanger*. Aplikasi dari *heat exchanger* ini ada di berbagai bidang diantaranya pada industri proses, pembangkit, petroleum, transportasi, pendingin ruangan dan sebagainya.

Heat exchanger yang paling umum digunakan adalah *shell-and-tube*. *Shell-and-tube heat exchanger* merupakan salah satu bagian terpenting pada proses industri. *Shell-and-tube heat exchanger* memiliki banyak aplikasi di pembangkit listrik, kimia, dan industri proses. Jenis lain dari penukar panas yang digunakan saat ekonomis. Meskipun penerapan pada jenis tipe *heat exchanger* lain meningkat, *shell-and-tube heat exchanger* akan tetap menjadi pilihan utama untuk lingkup kerja yang bertekanan tinggi, ditinjau dari fleksibilitas.

Pada *shell-and-tube heat exchanger* salah satu fluida mengalir di dalam *tube*, sedangkan fluida lainnya mengalir di luar *tube* [3]. Pipa-pipa *tube* didesain berada di dalam sebuah ruang berbentuk silinder yang disebut dengan *shell*, sedemikian rupa sehingga pipa-pipa *tube* tersebut berada sejajar dengan sumbu *shell* [5]. Pada sisi *shell* didesain *baffle* untuk menaikkan kecepatan dan efisiensi aliran fluida diluar *tube*. Bagian *tube* direkomendasikan untuk fluida yang memiliki tekanan dan temperature yang lebih tinggi atau fluida yang lebih korosif. Pressure drop dan heat transfer dapat diprediksi lebih akurat untuk bagian *tube*.

2.2 *Shell and Tube Heat Exchanger*

Shell and tube heat exchanger merupakan jenis alat penukar panas yang digunakan saat suatu proses membutuhkan fluida untuk dipanaskan atau didinginkan dalam jumlah besar.

Berdasarkan desainnya, *shell and tube heat exchanger* terdiri atas suatu bundle pipa (Tube) yang dihubungkan secara paralel dan ditempatkan dalam sebuah pipa mantel (shell). Fluida yang satu mengalir didalam tube, sedangkan fluida yang lainnya mengalir diluar tube (shell) pada arah aliran yang sama, berlawanan, atau bersilangan.

Kelebihan *shell and tube heat exchanger* :

- a. Thermal performance tinggi
- b. Memiliki rancangan mechanical yang baik
- c. Bekerja pada sistem dengan tekanan tinggi
- d. Efisiensi tinggi dengan volume yang kecil dapat menghasilkan perpindahan panas yang besar
- e. Dapat dirancang dengan berbagai jenis material
- f. Perawatan tergolong mudah
- g. Memiliki prosedur thermal dan mechanical desain yang baik

Kekurangan *shell and tube heat exchanger* :

- a. Thermal performance lebih rendah dari PHE
- b. Segi konstruksi tergolong sulit/rumit

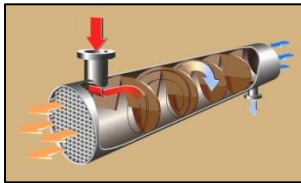


Gambar 2.1 *Shell and Tube Heat Exchanger*

2.3 Helical Baffle

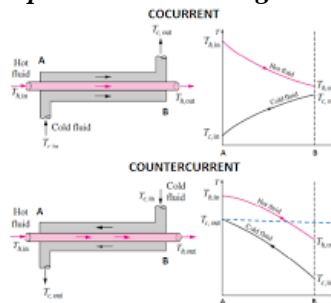
Baffle merupakan salah satu aspek utama dalam upaya meningkatkan perpindahan atau panas pada *shell-and-tube heat exchanger*. Namun, *baffle* tipe segmental memiliki beberapa efek yang merugikan seperti *fouling*, risiko terhadap kebocoran aliran fluida, dan besarnya *crossflow*, tetapi yang utama kekurangan dari *segmental baffle* [6] jika dibandingkan dengan *helical baffle* pada *shell-and-tube heat exchanger* yang memberikan keuntungan [10], diantaranya :

1. Meningkatkan laju perpindahan panas / ratio penurunan tekanan (*pressure drop*).
2. Mengurangi *bypass-effect*.
3. Mengurangi *fouling* pada sisi *shell*.
4. Pencegahan aliran getaran induksi.
5. Mengurangi biaya perawatan dan *maintanance* (*save cost*).



Gambar 2.2 Ilustrasi *Helical baffle* pada *shell-and-tube heat exchanger* [10]

2.4 Aliran Fluida pada Heat Exchanger



Gambar 2.3 Tipe Aliran pada *Heat Exchanger* [1]

Dikatakan *Counter flow heat exchanger* ketika arah aliran antara fluida dingin dan fluida panas saling berlawanan. Pada kondisi ini perbedaan temperatur antar fluida tidak terlalu signifikan sehingga perpindahan panas sepanjang aliran relatif konstan. Selain itu, profil aliran *counter flow* pada *heat exchanger* memungkinkan bahwa temperatur keluaran fluida dingin lebih tinggi dari pada temperature keluaran fluida panas.

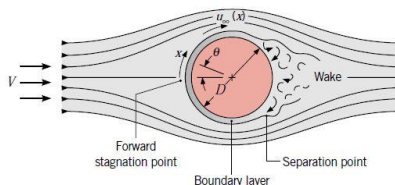
Sebaliknya untuk profil aliran *parallel flow* pada *heat exchanger*, arah aliran dari kedua fluida memiliki arah aliran yang sama. *Heat exchanger* tipe ini juga sering disebut profil aliran *concurrent-flow heat exchanger*. Pada *heat exchanger* ini terjadi perbedaan temperatur yang signifikan antar kedua fluida pada saat awal kedua fluida masuk. Dan temperatur keluaran dari fluida dingin tidak mungkin lebih besar dari pada temperature fluida panas. Untuk lebih jelasnya berikut skema *heat exchanger* berdasarkan aliran fluida.

2.5 Aliran Eksternal Fluida

Aliran *eksternal* fluida adalah aliran fluida yang tidak dibatasi oleh permukaan benda, namun seakan-akan permukaan benda lah yang dibatasi oleh aliran fluida tersebut. Dengan tidak dibatasi tersebut, aliran fluida dapat bergerak lurus tanpa terhalangi oleh permukaan benda.

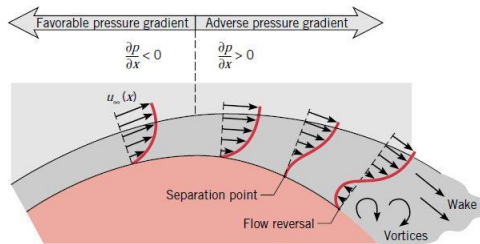
2.5.1 Aliran Fluida pada Silinder Tunggal

Secara umum aliran eksternal melalui silinder tunggal dengan arah aliran tegak lurus terhadap sumbu silinder. Sesuai dengan gambar 2.4.



Gambar 2.4 *Boundary layer* dan separasi pada silinder sirkular di *cross flow* [1]

Aliran yang melintasi silinder akan terhenti pada *forward stagnation point*, yang kemudian diiringi dengan meningkatnya tekanan. Oleh sebab itu, tekanan akan turun dengan meningkatnya nilai x , *streamline coordinate*, dan *boundary layer* yang dipengaruhi oleh *favorable pressure gradient* ($dp/dx < 0$). Berdasarkan persamaan *euler* untuk aliran *inviscid*, kecepatan aliran fluida, $u_\infty(x)$, berbanding terbalik dengan tekanan pada kontur permukaan silinder, $p(x)$. Dimulai dari titik *stagnasi* dengan tekanan yang besar $u_\infty = 0$, fluida akan mengalami akselerasi karena *favorable pressure gradient* ($du_\infty/dx > 0$ ketika $dp/dx < 0$), mencapai kecepatan maksimum pada $dp/dx = 0$. Dan mengalami perlambatan karena adanya *adverse pressure gradient* ($du_\infty/dx < 0$ ketika $dp/dx > 0$). Ketika fluida mengalami perlambatan, gradien kecepatan pada permukaan, $\partial u / \partial y|_{y=0}$ menjadi nol, seperti ditunjukkan pada Gambar 2.5. Pada bagian tersebut merupakan titik separasi. Fluida di dekat permukaan kekurangan momentum untuk melawan gradien tekanan sehingga fluida tidak akan dapat bergerak maju dan *wake* akan terjadi pada daerah *downstream*.

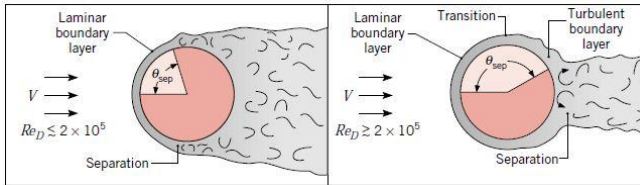


Gambar 2.5 Profil kecepatan pada dinding silinder [1]

Terbentuknya transisi lapisan batas tergantung pada *reynolds number* serta posisi dari titik separasi. Untuk silinder sirkular panjang karakteristik diameter dan *Reynolds number* didefinisikan seperti persamaan 1.

$$Re_D \equiv \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (1)$$

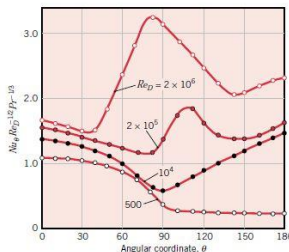
Karena momentum aliran pada lapisan batas turbulen lebih besar dibandingkan dengan lapisan batas laminar. Oleh sebab itu dapat menunda terjadinya separasi. Jika $Re_D \leq 2 \times 10^5$, lapisan batasnya laminar dengan sudut separasi $\theta \approx 80^\circ$, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.6. Akan tetapi ketika $Re_D \geq 2 \times 10^5$ akan terbentuk lapisan batas transisi dan separasi ditunda menjadi $\theta \approx 140^\circ$.



Gambar 2.6 Pengaruh turbulensi terhadap separasi[1]

2.5.2 Konveksi Perpindahan Panas

Hasil dari sebuah eksperimen mengenai variasi nilai *Nusselt Number* (Nu) dengan nilai θ ditunjukkan dengan Gambar 2.7 untuk silinder dengan udara *cross flow*. Tidak seperti yang diharapkan, hasilnya dipengaruhi oleh karakter dari lapisan batas yang ada pada permukaan. Kondisi yang diasumsikan $Re_D \leq 10^5$. Mulai dari *stagnation point*, nilai Nu_θ menurun dengan meningkatnya θ sebagai hasil dari lapisan batas laminar. Meskipun begitu, nilai minimum tercapai pada $\theta \approx 80^\circ$, dimana terjadi separasi dan nilai Nu_θ meningkat akibat adanya turbulensi fluida yang disebabkan oleh terbentuknya *vortex* pada daerah *wake*.



Gambar 2.7 *Nusselt number local* untuk aliran udara secara normal pada silinder sirkular [1]

Dengan adanya perkembangan lebih lanjut pada lapisan batas turbulensi, nilai Nu_0 dapat menurun kembali. Berdasarkan sudut pandang perhitungan *engineering*, kondisi rata-rata secara keseluruhan lebih diperhatikan. Korelasi empiris menurut Hilpert yang telah dimodifikasi untuk menjelaskan variasi *Prandtl numbers*.

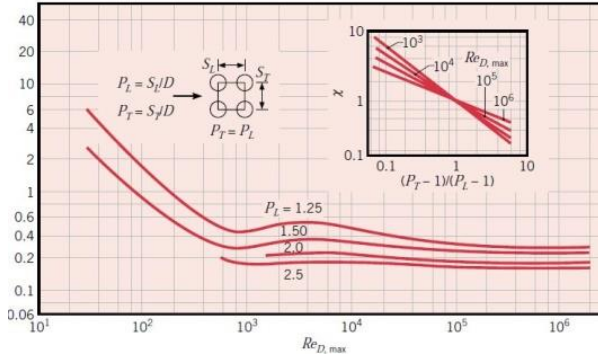
$$\overline{Nu_D} = \frac{\bar{h}D}{k} = C Re_D^m Pr^{1/3} \quad (2)$$

Dengan $Pr \geq 0.7$, nilai C dan m ditentukan berdasarkan *Reynold number* tercantum pada tabel 2.1.

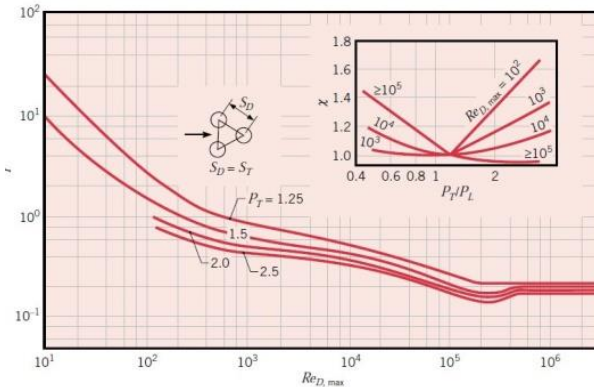
Tabel 2.1 Konstanta untuk persamaan silinder pada *cross flow*

Re	c	m
0.4 – 4	0.989	0.330
4 – 40	0.911	0.385
40 – 4000	0.683	0.466
4000 – 40000	0.193	0.618
40000 - 400000	0.027	0.805

Faktor gesekan (f) dan faktor koreksi (χ) ditunjukkan oleh Gambar 2.8 dan Gambar 2.9. Pada Gambar 2.8 merupakan susunan pipa *aligned* dan Gambar 2.9 merupakan susunan pipa *staggered*. Jarak *longitudinal* dan *transversal* yaitu S_L / D dan $P_T = S_T / D$. sedangkan pada Gambar 2.9 dapat diaplikasikan untuk susunan pipa *staggered* dengan $S_T = S_D$.



Gambar 2.8 Faktor Gesekan dan Faktor Koreksi pada Susunan Pipa *Aligned* [1]



Gambar 2.9 Faktor Gesekan dan Faktor Koreksi pada Susunan Pipa *Staggered* [1]

2.5.3 Total Laju Perpindahan Panas (Q)

Untuk mendesain atau memprediksi performansi dari *heat exchanger*, hal utama yang berhubungan dengan total laju perpindahan panas ialah temperatur inlet dan outlet, koefisien perpindahan panas, dan total perpindahan panas pada permukaan area. Dua relasi tersebut dapat diselesaikan menggunakan persamaan kesetimbangan energi untuk fluida panas dan dingin sebagai berikut :

$$Q_h = \dot{m}_h (i_{h,i} - i_{h,o}) \quad (3)$$

dan

$$Q_c = \dot{m}_c (i_{c,i} - i_{c,o}) \quad (4)$$

Q merupakan laju perpindahan panas antara fluida panas dan dingin. Sedangkan untuk perpindahan panas antara alat penukar dengan sekeliling diabaikan. Maka energi kinetik dan energi potensial juga diabaikan. Untuk i merupakan entalpi fluida. Simbol h dan c mempresentasikan fluida panas dan dingin. Untuk simbol i dan o mempresentasikan inlet dan outlet. Jika fluida tidak mengalami perubahan fasa dan panas spesifik konstan maka menggunakan persamaan berikut :

$$Q_h = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (5)$$

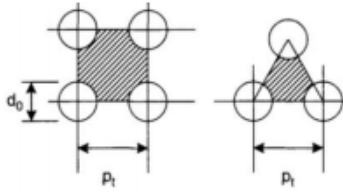
dan

$$Q_c = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (6)$$

2.5.4 Perhitungan Perpindahan Panas pada Shell (h_o)

Metode D.Q Kern Metode didasarkan pada eksperimental pada penukar kalor komersial dengan toleransi standar dan akan memberikan prediksi yang cukup memuaskan dari koefisien perpindahan panas untuk desain standar. Prediksi penurunan tekanan kurang memuaskan, karena penurunan tekanan lebih dipengaruhi oleh kebocoran dan lewatan dari perpindahan kalor.

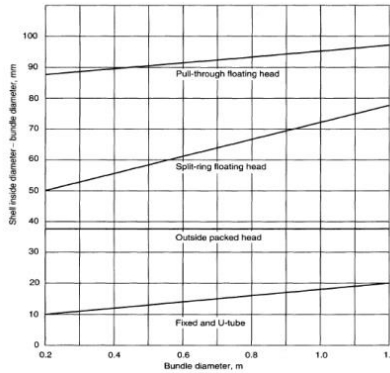
Perpindahan kalor sisi shell dan faktor gesekan yang berkorelasi dengan cara yang sama untuk aliran sisi pipa dengan menggunakan hipotetis kecepatan dan diameter *shell*. Luas penampang untuk aliran akan berbeda-beda di diameter *shell*, kecepatan linier dan kecepatan masa didasarkan pada luas maksimum untuk aliran menyilang. Diameter ekivalen *shell* dihitung menggunakan area aliran antara *tube* diambil dalam arah aksial (sejajar dengan *tube*) dan batasan basah (perimeter) dari *tube*.



Gambar 2.10 Diameter ekivalen sisi pipa [3]

Perhitungan diameter dalam shell. Berdasarkan persamaan sebelumnya, dari hasil tersebut kita dapat mencari nilai *clearance* (jarak antara diameter bundel dngan diameter dalam *shell*), sehingga persamaan untuk diameter dalam *shell*, adalah :

$$D_s = D_b + C_l. \quad (7)$$



Gambar 2.11 Clearance

Perhitungan daerah untuk lintas aliran (*cross-flow*). Adapun hipotesis dari baris *tube* disajikan sebagai berikut :

$$A_s = \frac{(p_t - d_o) D_s l_b}{p_t} \quad (8)$$

Perhitungan kecepatan massa sisi *shell* G_s , dan kecepatan linier μ_s :

$$G_s = \frac{m_s}{A_t} \quad (9)$$

$$\mu_s = \frac{g_s}{\rho} \quad (10)$$

Perhitungan diameter ekivalen sisi *shell* (diameter hidrolik), untuk jarak susunan *tube staggered*.

$$De = 4. \left[\left(\frac{Pt^2 \sqrt{3}}{4} \right) - \left(do^2 \cdot \frac{\pi}{8} \right) \right] / \left[\pi \cdot \frac{do}{2} \right] \quad (11)$$

Perhitungan bilangan *Velocity Maximum*.

$$Vmax = Qs / As \quad (12)$$

Perhitungan bilangan *Reynold Number* sisi *shell*

$$Res = \rho \cdot Vmax \cdot \frac{De}{\mu_s} \quad (13)$$

Untuk menentukan nilai *Heat Transfer Coefficient* pada sisi *shell* dibutuhkan nilai *Prandlt Number*, untuk fluida air dengan suhu 300°K memiliki nilai Pr = 5.83. Sehingga :

$$ho = \frac{(0,36 \cdot Ks \cdot Re^{0.55} \cdot Pr^{0.33})}{De} \quad (14)$$

2.5.5 Perhitungan Perpindahan Panas pada Tube (h_i)

Untuk menghitung nilai koefisien perpindahan panas pada sisi tube (h_i) dibutuhkan variabel nilai *Reynold Number* (Re), *Nusselt Number* (Nu), dan *Prandlt Number* (Pr). Untuk nilai *Reynold Number* digunakan persamaan :

$$Re = \frac{\rho \cdot Vmax \cdot di}{\mu_h} \quad (15)$$

Perhitungan untuk *Nusselt Number* :

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (16)$$

$$Pr = 0.99$$

Sehingga didapatkan nilai koefisien perpindahan panas pada sisi tube dengan rumus :

$$hi = \frac{Nu}{di} \cdot kt \quad (17)$$

2.5.6 Overall Heat Transfer Coefficient (U_o)

Salah satu yang menjadi bagian penting dari analisis heat exchanger ialah menentukan koefisien perpindahan panas secara keseluruhan. Koefisien ditentukan dari perhitungan resistansi

konveksi dan konduksi antara fluida yang dipisahkan oleh dinding silinder. Untuk dinding yang memisahkan dua aliran fluida, maka koefisien perpindahan panas secara keseluruhan berdasarkan metode D.Q Kern sebagai berikut :

$$\frac{1}{U_o} = \left[\frac{1}{(h_o)} \right] + \left[\frac{1}{(h_i)} \cdot \frac{d_o}{d_i} \right] + \left[r_o \cdot \ln \left[\frac{r_o}{r_i} \right] / Kt \right] \quad (18)$$

Dimana :

U_o = Koefisien Perpindahan Panas Total ($W/m^2.K$)

h_o = Koefisien Perpindahan Panas Shell ($W/m^2.K$)

h_i = Koefisien Perpindahan Panas Tube ($W/m^2.K$)

d_o = Diameter Luar Tube (m)

d_i = Diameter Dalam Tube (m)

r_o = Jari-jari Luar Tube (m)

r_i = Jari-jari Dalam Tube (m)

K_t = Konduktivitas Tube (Alumunium = $237W/m.K$)

2.5.7 *Pressure Drop Shell Side (ΔP)*

Merupaka istilah yang digunakan untuk menggambarkan penurunan tekanan dari satu titik dalam pipa atau tabung ke hilir titik. Penurunan tekanan adalah hasil dari gaya gesek pada fluida ketika mengalir melalui tabung yang disebabkan oleh resistensi terhadap aliran. Untuk meninjau nilai *Pressure Drop* pada sisi *shell* digunakan persamaan :

$$\Delta P = \frac{[f_s \cdot G_s^2 \cdot (Nb+1) D_s]}{2 \cdot \rho_s \cdot De \cdot \varphi_s} \quad (19)$$

Dengan,

$$f_s = \exp(0.576 - 0.19 \ln(Re)) \quad (20)$$

$$G_s = \frac{\dot{m}_s}{A_s} \quad (21)$$

$$\varphi_s = \frac{\mu_s^{0.14}}{\mu_t} \quad (22)$$

Dimana :

Nb = Jumlah Baffle

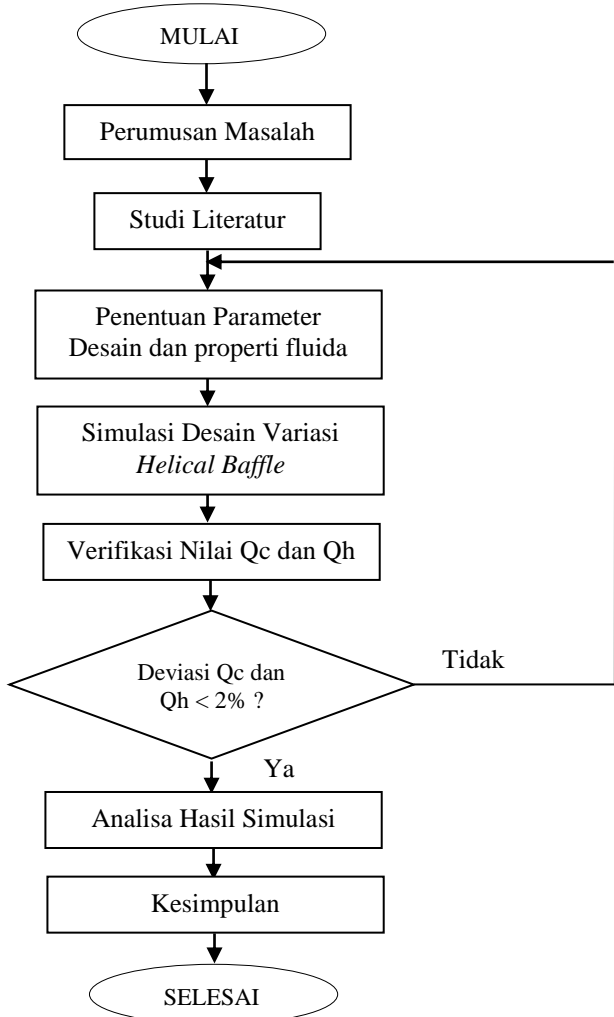
D_s = Diameter Shell (m)

ρ_s = Massa Jenis Fluida Dingin (kg/m^3)

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Skema Diagram Alir Penelitian

Tahapan penelitian dilakukan berdasarkan pada Gambar 3.1.



Gambar 3.1 Skema Diagram Alir Penelitian

3.2 Data Parameter

Data parameter sangat diperlukan karena merupakan salah satu dasar agar simulasi dapat bekerja dengan baik.

3.2.1 Parameter Desain

Parameter desain geometri yang digunakan berdasarkan pada penelitian yang telah dilakukan sebelumnya oleh Ender Onzen dan Ilker Tari. Desain *shell and tube heat exchanger* dibuat dengan acuan yang telah ditetapkan pada TEMA (*Tubular Exchanger Manufacture Association*). Selain itu dasar rancangan pemilihan tipe ini dikarenakan *shell and tube heat exchanger* memiliki kelebihan, diantaranya: memiliki *thermal performance* yang tinggi, rancangan mekanis yang baik, dan bekerja pada tekanan tinggi, karena hanya *heat exchanger* jenis *shell and tube* saja yang mampu bekerja pada tekanan tinggi sehingga banyak diaplikasikan dalam industri meski dalam kontruksinya tergolong sulit.

Tabel 3.1 Data Parameter Desain Geometri

PARAMETER DESAIN GEOMETRI STHE		
Diameter Shell	Ds (m)	0.09
Panjang Shell	Ls (m)	0.6
Tube Pitch	Pt (m)	0.03
Jumlah Tube	Nt	7
Diameter Luar Tube	Do (m)	0.02
Diameter Dalam Tube	Di (m)	0.019
Baffle Spacing	Lb (m)	0,15; 0,1; 0,075; 0,06
Jumlah Baffle	Nb	4; 6; 8; 10
Ketebalan Baffle	ΔBT (m)	0.001

Pemodelan geometri pada SOLIDWORK 2014 dibagi menjadi tiga sub bagian, yaitu : *shell*, *tube*, dan *baffle*.

3.2.2 Parameter Fluida

Parameter fluida panas dan fluida dingin yang digunakan pada simulasi.

Tabel 3.2 Parameter Fluida

PARAMETER FLUIDA			
Properties	unit	cold water (shell)	hot water (Tube)
Temperatur Input (T)	K	300	450
mass flow rate (\dot{m})	Kg/s	0.05	1
Density (ρ)	1 kg/m ³	998	858.2

3.3 Simulasi *Shell and Tube Heat Exchanger*

Pada penelitian ini akan menampilkan hasil simulasi numerik pada *shell and tube heat exchanger* dengan variasi jarak baffle bertipe *helical*. Simulasi numeric merupakan sebuah proses simulasi berbasis perhitungan yang dilakukan oleh perangkat lunak komputer dengan mendefinisikan parameter-parameter yang sesuai dengan *boundary condition*, kemudian dilanjutkan dengan proses iterasi atau pengulangan sampai tercapainya konvergensi untuk mendapatkan nilai pendekatan terbaik. Pada proses numerik terbagi menjadi 3 tahapan, yaitu *pre-processing*, *processing* dan *post-processing*.

3.3.1 *Pre-processing*

Pre-Processing merupakan proses awal dalam melakukan simulasi metode numerik berbasis *Computational Fluid Dynamic* (CFD). Pada proses ini dilakukan pemodelan geometri, menentukan *boundary layer*, dan *meshing* yang akan disimulasikan. Terdapat beberapa tahapan dari proses *Pre-Processing* antara lain :

3.3.1.1 Geometri Tube

Susunan *tube* yang digunakan dalam penelitian adalah *staggered* dengan tipe segitiga (*triangle*).

Tabel 3.3 Data Parameter *Tube*

Di	0.019 mm
Do	0.02 mm
S _T	0.03 mm
S _L	0.03 mm
S _D	0.035 mm

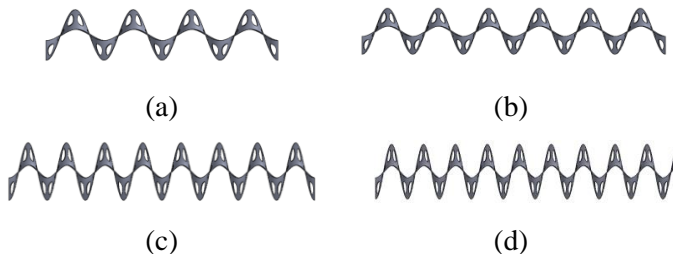
3.3.1.2 Geometri dan Variasi *Baffle*

Pembuatan geometri untuk variasi masing-masing jarak *helical baffle* dengan cara mengatur jarak antar *baffle* pada *tools helix and spiral* pada *software* Solidworks 2014 yang nantinya komponen dari *baffle* ini digabungkan dengan komponen lainnya seperti *tube* dan *shell* menggunakan Solidworks *assembly*.

Helical baffle divariasikan berdasarkan pada jarak antar *baffle*, yaitu 0.06 m, 0.075 m, 0.1 m, dan 0.15 m. Jumlah *helical baffle* dalam *shell* yang mengelilingi permukaan luar *tube* akan berbanding terbalik dengan jarak *baffle*. Semakin besar jarak *baffle* maka jumlah *baffle* akan semakin sedikit, dan semakin kecil jarak *baffle* maka jumlah *baffle* akan semakin besar. Seperti yang disajikan pada Tabel 3.4.

Tabel 3.4 Jarak dan Jumlah *Helical Baffle*

Jarak <i>Helical Baffle</i> (mm)	Jumlah <i>Helical Baffle</i>
60	10
75	8
100	6
150	4

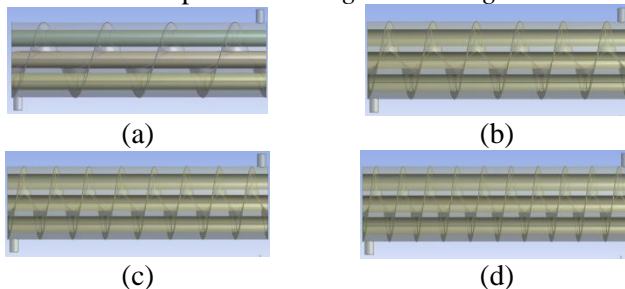


Gambar 3.2 Variasi jarak dan jumlah *helical baffle*
(a)150mm, (b)100mm, (c)75mm, (d)60mm

3.3.1.3 Geometri *Shell and Tube Heat Exchanger*

Geometri *shell*, *tube*, dan *helical baffle* digabung menggunakan *assembly tools* pada SOLIDWORK 2014. Proses *matching* diaplikasikan untuk menggabungkan geometri berdasarkan inisialisasi *plane* sehingga menjadi satu kesatuan bentuk *shell and tube heat exchanger*. Geometri disimpan dengan tipe *file .IGS* kemudian *import* kedalam ANSYS.

Geometri yang sudah ditransfer kedalam ANSYS, selanjutnya pada bagian *shell* dan *baffle* digabungkan menjadi satu kesatuan yang solid dengan menggunakan fungsi Boolean dengan tipe *unite*. Inisialisasi *face* (permukaan) atau *body* diatur untuk mempermudah proses *meshing* dan membantu dalam menentukan *boundary condition* sebelum proses *running/calculating* simulasi.



Gambar 3.3 Desain *shell and tube heat exchanger*
(a)150mm, (b)100mm, (c)75mm, (d)60mm

3.3.1.4 *Boundary Layer*

Boundary layer adalah thapan memberikan inisialisai pada geometri dan juga untuk mempermudah proses *meshing*.

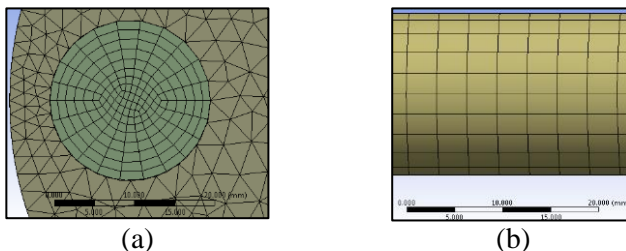
Tabel 3.5 *Boundary layer*

Inisialisasi	Keterangan
Inlet_cold	Inlet fluida dingin
Outlet_cold	Outlet fluida dingin
Cold_fluid_domain	Domain fluida dingin
Inlet_hot	Inlet fluida panas
Outlet_hot	Outlet fluida panas
Hot_fluid_domain	Domain fluida panas

3.3.1.5 *Meshing*

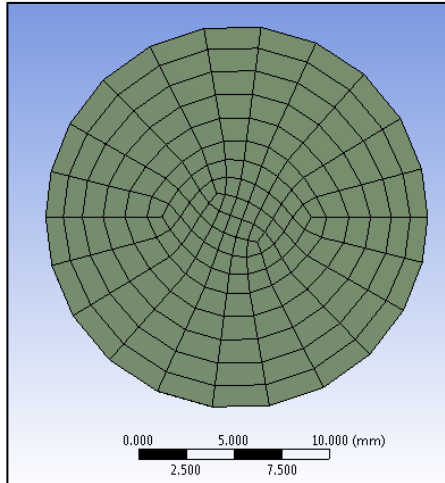
Pada proses *meshing* ada beberapa pengaturan yang diubah sesuai dengan kondisi geometri. Pada bagian *sizing* digunakan *proximity and curvature* sebagai *size function*, *relevance center* diatur *fine* dan *smoothing* diatur *high*. Hal ini dilakukan agar hasil yang diperoleh dari simulasi mendekati teori yang ada.

Proses *meshing* dioperasikan berdasarkan geometri *control volume*. *Mesh* yang digunakan adalah jenis *Hexaedral* untuk bagian *shell* dan *Tetrahedral* untuk bagian *tube*. Karakteristik aliran yang akan dianalisis adalah fluida yang mengalir didalam *shell* dan diluar *tube*. *Meshing* untuk pemodelan 3D pada *shell and tube heat exchanger*.



Gambar 3.4 *Meshing (a)Tetrahedral-mesh (b)Hexahedral-mesh*

Dalam *meshing properties* terdapat *inflation*, *properties* ini merupakan salah satu bagian dari *boundary layer*, difungsikan untuk meningkatkan ketelitian atau detail yang lebih tinggi pada bagian transisi geometri, sehingga *control volume* geometri menjadi lebih rapat dan rapi.



Gambar 3.5 *Inflation*

Tabel 3.6 Nilai *Nodes* dan *Elements*

Variasi Jarak	<i>Nodes</i>	<i>Elements</i>
150mm	546379	1577249
100mm	554598	1609635
75mm	569965	1716105
60mm	579059	1757381

3.3.2 *Processing*

Processing adalah tahapan untuk mengatur *solver model*, *viscous model*, *material*, *control and monitoring conditions*, *boundary condition* serta *initialize conditions*. Kemudian dilakukan proses iterasi untuk menyelesaikan proses simulasi. Berikut ini adalah penjelasan mengenai langkah-langkah dalam tahap *processing* :

3.3.2.1 Solver model

Persamaan energi pada *solver model* diaktifkan untuk mendukung penyelesaian *heat transfer* dan *kompabilitas* aliran terhadap perubahan temperature dan tekanan dalam fluida yang mengalir. Untuk *turbulent modeling* yang digunakan adalah *k-ε Realizable*. Istilah “*Realizable*” mengartikan bahwa model mampu memenuhi kendala pada aliran dengan *Reynolds number* tertentu, serta konsisten secara fisik terhadap *turbulent flows*. Selain itu, model persamaan turbulensi ini memiliki karakteristik formulasi alternatif untuk *turbulent viscosity*, meningkatkan ketelitian terhadap gesekan fluida (energy disipasi), dan modifikasi persamaan memenuhi *properties* aliran *vorticity* (fluida berputar).

3.3.2.2 Material

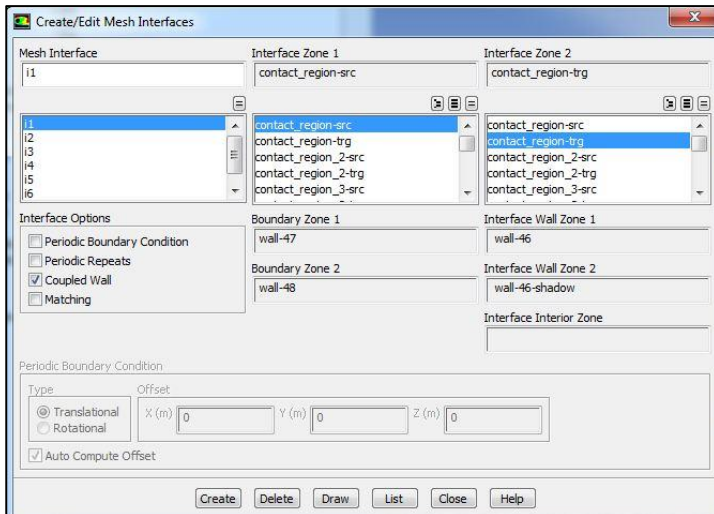
Dalam simulasi ini material yang digunakan ada 2 macam yaitu fluida kerja yang mengalir dan material dari *shell and tube heat exchanger*. Fluida kerja yang mengalir dimodelkan sebagai fluida panas dengan temperature 450°K dan fluida dingin dengan temperatur 300°K dan material *shell and tube heat exchanger* berupa aluminium. Properties fluida dipilih berdasarkan acuan pada tabel A4 buku “*Fundamentals Heat and Mass Transfer Sixth Edition*” karya Incropera, dkk.(2002). Berikut merupakan karakteristik material fluida yang digunakan, baik fluida panas maupun fluida dingin.

Tabel 3.7 *Fluid properties*

PARAMETER FLUIDA			
Properties	unit	Fluida panas (shell)	Fluida dingin (Tube)
T,in	K	300	450
mass flow rate (ṁc, ṁh)	Kg/s	0.05	1
Specific Heat (Cp)	J/Kg.K	4179	4400
Density (ρ)	kg/m ³	998	858.2

3.3.2.3 Mesh-Interface

Tahapan selanjutnya pada bagian *processing* adalah *mesh-interface* perlu diperhatikan. Fungsi dari *mesh-interface* adalah untuk menginisialisasikan bagian geometri yang saling bersinggungan. Sehingga *interface* atau bagian persinggungan antar geometri dapat terinisialisasi dengan jelas dengan men-*checklist* properti *coupled-wall* dan menetapkan bagian *face* yang bersinggungan.



Gambar 3.6 Mesh-Interface

3.3.2.4 Boundary Condition

Boundary condition atau kondisi batas pada objek yang akan disimulasikan. Pada Tabel 3.8 dapat dilihat parameter-parameter yang digunakan untuk menentukan *boundary condition*.

Tabel 3.8 *Boundary condition*

Fluida Dingin	<i>Water-liquid</i>
Fluidas Panas	<i>Water-Liquid</i>
<i>Dinding Shell</i>	Alumunium
<i>Inlet_cold</i>	<i>mass-flow inlet; T : 300°K; \dot{m} : 0.05 kg/s</i>
<i>Outlet_cold</i>	<i>Pressure-outlet</i>
<i>Inlet_Hot</i>	<i>mass-flow inlet; T : 450°K \dot{m} : 1 kg/s</i>
<i>Outlet_Hot</i>	<i>Pressure-outlet</i>

3.3.2.5 Reference Values

Reference values atau nilai referensi diatur untuk menentukan inisialisai perambatan perpindahan panas dari sumber panas terhadap objek lain secara konduksi. Dalam penelitian ini fluida panas diinisialisasikan sebagai sumber panas, *tube* sebagai perantara perpindahan panas, dan domain fluida dingin sebagai objek perpindahan panas.

Reference Values

Compute from

inlet_hot

Reference Values

Area (m2)

1

Density (kg/m3)

998.201

Enthalpy (J/kg)

229484.2

Length (m)

1

Pressure (pascal)

0

Temperature (K)

353.0003

Velocity (m/s)

0.4618849

Viscosity (kg/m-s)

0.001003

Ratio of Specific Heats

1.4

Reference Zone

cold_fluid_domain

Gambar 3.7 Pengaturan *Reference Values*

3.3.2.7 *Methods dan Monitoring Solution*

Solusi metode yang digunakan pada *pressue-velocity coupling* adalah SIMPLEC dan *Spatial discretization* pada *first order upwind* untuk seluruh parameter. Pada bagian *monitoring solution* dilakukan pengaturan kriteria residual untuk seluruh parameter yang tersaji pada Tabel 3.9.

Tabel 3.9 *Monitoring solution*

Residual	Elements
continuity	0.001
x-velocity	0.001
y-velocity	0.001
z-velocity	0.001
energy	1e-06
k	0.001
epsilon	0.001

3.3.2.8 *Initialize Condition*

Initialize condition adalah nilai kondisi inisialisasi awal untuk setiap parameter sebelum dilakukan proses iterasi pada simulasi. Metode inisialisasi yang digunakan adalah *standard initialization*. Pada *combo box* dipilih parameter *inlet_cold* untuk mendapatkan nilai parameter *boundary condition* pada sisi *inlet* fluida dingin. Karena aliran fluida yang ditinjau pada bagian shell, maka parameter domain fluida dingin akan tertampil pada masing-masing kolom. Setelah selesai memberikan parameter inisialisasi klik tombol “*initialize*” untuk mengaktifkan kondisi inisialisasi fluida.

Solution Initialization

Initialization Methods

☐ Hybrid Initialization

☒ Standard Initialization

Compute from

Reference Frame

☒ Relative to Cell Zone

☐ Absolute

Initial Values

X Velocity (m/s)

-0

Y Velocity (m/s)

0.1621313

Z Velocity (m/s)

-0

Turbulent Kinetic Energy (m2/s2)

9.857454e-05

Turbulent Dissipation Rate (m2/s3)

8.703395e-05

Temperature (K)

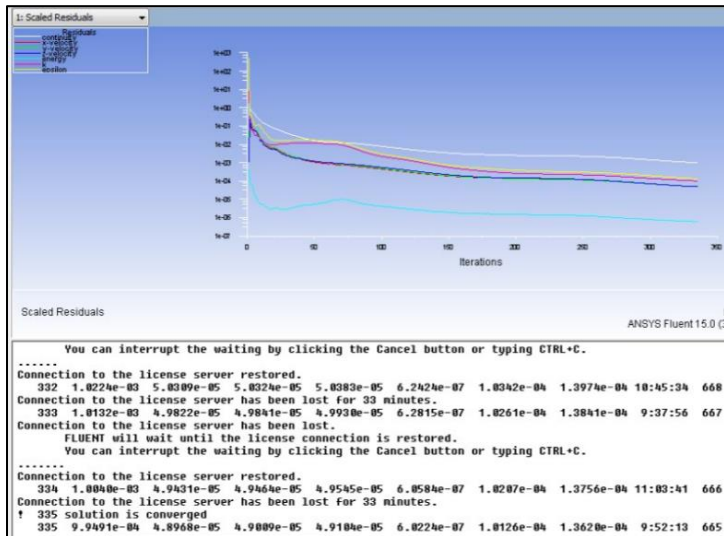
299.9999

Initialize Reset Patch...

Gambar 3.8 *Solution Initialization*

3.3.2.9 Iterations

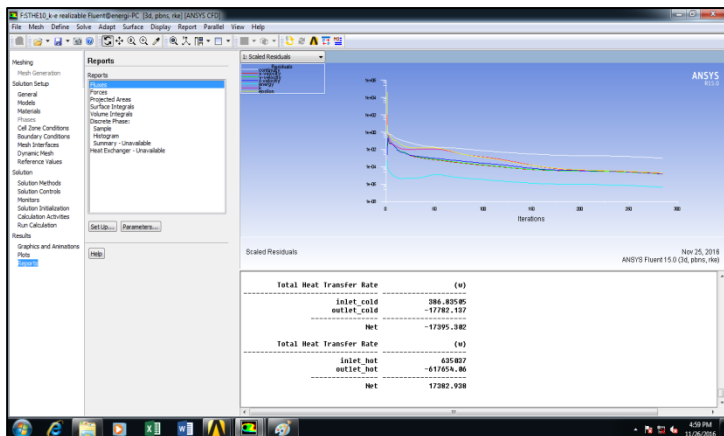
Iterations merupakan tahap terakhir setelah seluruh pengaturan dilakukan. Proses simulasi dimulai dengan melakukan iterasi sejumlah 1000 iterasi hingga mencapai kriteria konvergensi. Kriteria konvergensi telah diatur pada pengaturan *residual monitoring level* iterasi akan berhenti apabila nilai-nilai parameter telah mencapai atau lebih kecil dari nilai residual yang telah ditentukan sebelumnya. Indikator “*solution is converged*” akan muncul ketika iterasi sudah konvergen.



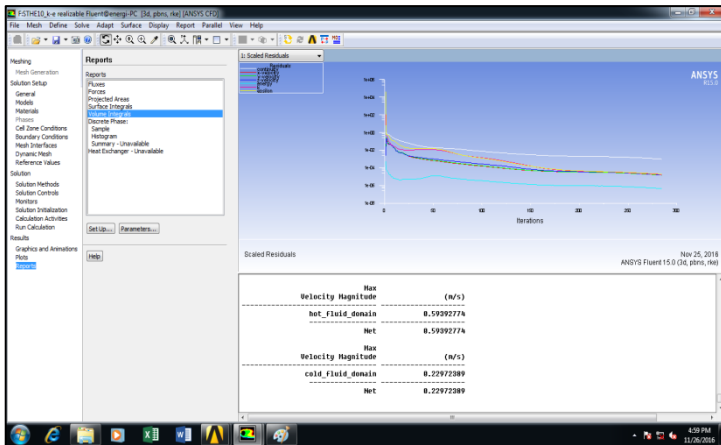
Gambar 3.9 Iterasi Konvergen

3.3.3 Post-Processing

Pada tahap *post-processing* didapatkan hasil dari simulasi berupa nilai Temperatur *outlet* (T_{out}) disisi *shell* dan *tube*, kecepatan maksimal (V_{max}), total laju perpindahan panas (q).

Gambar 3.10 Nilai Q_c dan Q_h Hasil Simulasi

Data kuantitatif yang didapatkan selanjutnya di verifikasi mengacu pada persamaan kesetimbangan energi apakah nilai $q_c = q_h$. Apabila sudah terpenuhi maka dilanjutkan dengan pengambilan data dari tiap titik yang akan ditinjau. Dari data yang didapatkan, selanjutnya diolah dan disajikan dalam bentuk grafik menggunakan aplikasi Microsoft excel. Selain nilai Q , dari hasil simulasi didapatkan juga nilai V_{max} , seperti pada Gambar 3.11.



Gambar 3.11 Nilai V_{max} Hasil Simulasi

Data kuantitatif yang didapatkan selanjutnya di verifikasi mengacu pada persamaan kesetimbangan energi apakah nilai $q_c = q_h$. Apabila sudah terpenuhi maka dilanjutkan dengan pengambilan data dari tiap titik yang akan ditinjau. Dari data yang didapatkan, selanjutnya diolah dan disajikan dalam bentuk grafik menggunakan aplikasi Microsoft excel.

Selain data kuantitatif, didapatkan juga data kualitatif berupa visualisasi dalam bentuk kontur berdasarkan pada variabel-variabel yang ingin ditinjau.

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan membahas hasil simulasi mengenai pengaruh jarak dan jumlah baffle dengan tipe *helical baffle* dan laju aliran massa *inlet* di sisi *shell* pada *shell and tube heat exchanger* terhadap karakteristik total koefisien perpindahan panas (U_o) dan *pressure drop* (ΔP) yang dihasilkan dari tiap variasi. Data yang akan diolah meliputi kontur kecepatan (*velocity*), dan kontur suhu (*temperature*). Selain variasi jarak *helical baffle*, nilai laju aliran massa di sisi *inlet* ikut divariasikan pada sisi *inlet* fluida dingin, dengan masing-masing : 0.05kg/s, 0.1kg/s, dan 0.2kg/s. Penelitian ini difokuskan untuk meneliti fenomena perpindahan panas dan karakteristik aliran pada sisi *shell heat exchanger* (luar tube), serta rata-rata perubahan nilai yang terjadi pada keseluruhan sistem *shell and tube heat exchanger* terhadap pengaruh variasi jarak dan jumlah *helical baffle* yang hasilnya akan dibandingkan dengan tipe *segmental baffle* dengan parameter desain *heat exchanger* yang sama.

4.1 Verifikasi Data Simulasi

Verifikasi data simulasi dilakukan mengacu pada persamaan kesetimbangan energi antara fluida panas dan fluida dingin. Pada persamaan kesetimbangan energi mempresentasikan bahwa laju perpindahan panas antara fluida panas dan fluida dingin adalah sama ($q_h = q_c$), dimana faktor temperatur pada sisi *inlet* dan sisi *outlet* dan besarnya nilai laju aliran massa (\dot{m}) berpengaruh terhadap nilai akhir laju perpindahan panas. Dari simulasi yang telah dilakukan didapatkan nilai q_h dan q_c pada salah satu bagian variasi penelitian ini, yaitu pada variasi jarak *helical baffle* sebesar 0.15 m dan laju aliran massa 0.05 kg/s yang disajikan pada Gambar 4.1.

Total Heat Transfer Rate		(w)
inlet_cold		386.83505
outlet_cold		-17782.137
Net		-17395.302
Total Heat Transfer Rate		(w)
inlet_hot		635037
outlet_hot		-617654.06
Net		17382.938

Gambar 4.1 Nilai Q_c dan Q_h $L_b=150\text{mm}$ dan $\dot{m}=0.05\text{kg/s}$

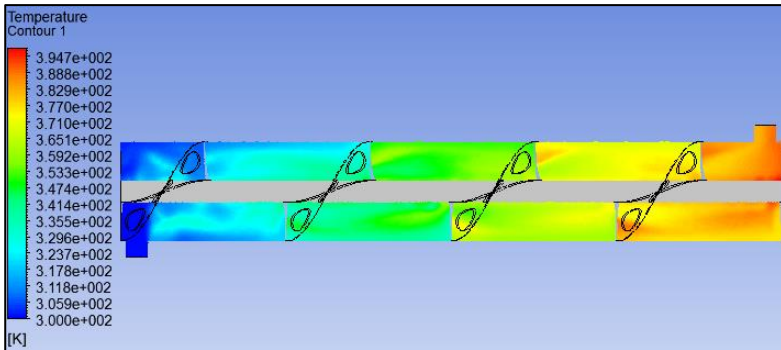
Nilai laju perpindahan panas fluida dingin (q_c) dan fluida dingin (q_h) pada Gambar 4.1 mempresentasikan masing-masing nilai laju perpindahan panas fluida dingin dan fluida panas. Dari gambar tersebut didapatkan nilai $q_c = -17395.302$ W. Tanda minus (-) dalam kasus ini mendefinisikan bahwa fluida dingin menerima transfer panas dari fluida panas mengalir didalam *tube*. Sedangkan untuk fluida panas memiliki nilai laju perpindahan panas sebesar $q_h = 17382.938$ W, sehingga didapatkan nilai deviasi sebesar 0.07%, mendekati kriteria hukum persamaan kesetimbangan energi ($q_h = q_c$).

4.2 Pengaruh Jarak *Helical Baffle* dan Laju Aliran Massa Terhadap Distribusi Temperatur

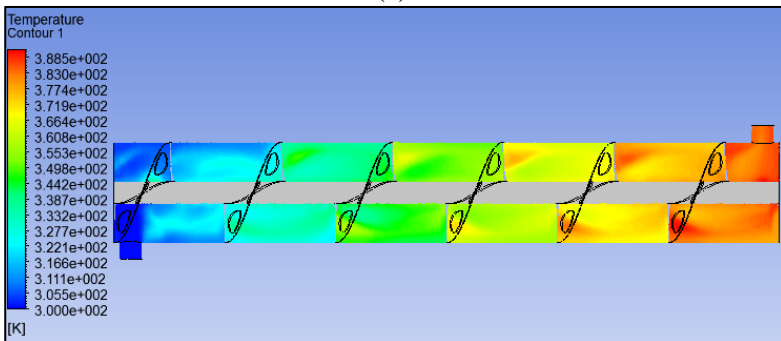
Pada sub bab ini akan membahas pengaruh variasi jarak *helical baffle* terhadap karakteristik distribusi temperature di sisi *shell* pada *heat exchanger*. Analisis data dilakukan secara kualitatif dan kuantitatif. Secara kualitatif data yang didapatkan meliputi visualisasi kontur distribusi temperatur di sisi *shell* yang dialiri fluida dingin, dan kuantitatif disajikan dalam bentuk grafik.

4.2.1 Analisis Disitribusi Temperatur saat $\dot{m}=0.05\text{kg/s}$

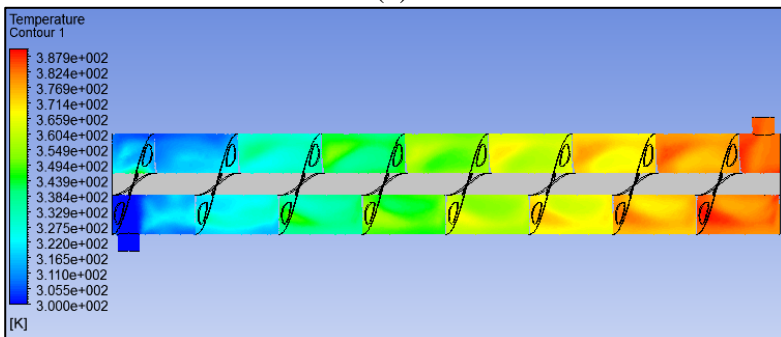
Penyajian data hasil simulasi untuk visualisasi distribusi temperatur saat laju aliran massa *inlet* 0.05 kg/s secara kualitatif dan kuantitatif ditunjukkan pada Gambar 4.2 dan Gambar 4.3.



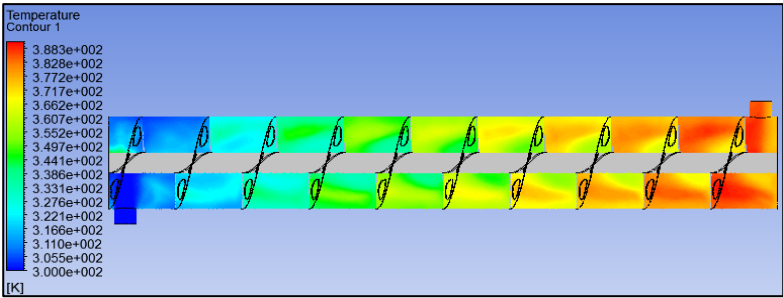
(a)



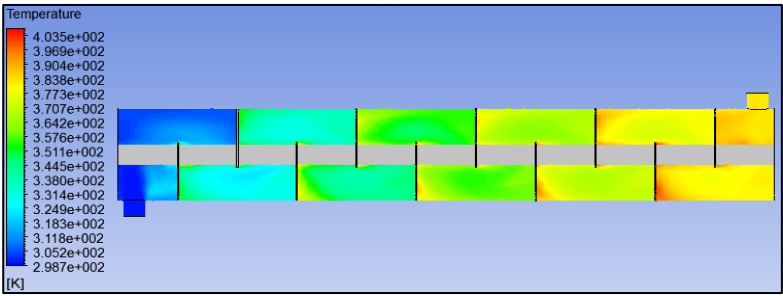
(b)



(c)

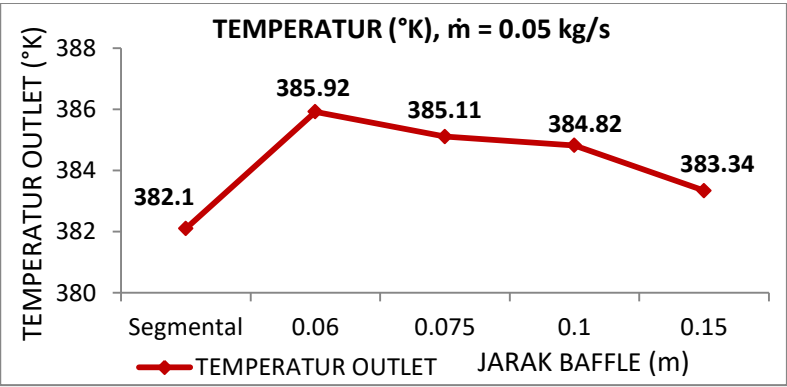


(d)



(e)

Gambar 4.2 Kontur Distribusi Temperatur Fluida Dingin $\dot{m}=0.05$ kg/s Variasi Jarak *Baffle* (a)0.15m; (b)0.1m; (c)0.075m; (d)0.06m; (e)segmental



Gambar 4.3 Grafik Temperatur *Outlet* Fluida Dingin saat $\dot{m}=0.05$ kg/s

Visualisasi berdasarkan data kualitatif distribusi temperatur terhadap jarak *baffle* saat laju aliran massa *inlet* fluida dingin berada pada nilai 0.05 kg/s yang disajikan pada Gambar 4.2 menunjukkan kontur warna merah sebagai indikator untuk nilai suhu atas maksimal dan kontur warna biru sebagai indikator nilai suhu bawah minimal. Pengaturan temperatur *inlet* fluida dingin pada semua variasi jarak *baffle* bernilai sama, yaitu 300°K. Saat fluida dingin mengalir kedalam *shell*, fluida akan mengalami gesekan dengan permukaan luar *tube*. Pada saat gesekan terjadi maka proses perpindahan panas terjadi, dimana fluida panas yang mengalir didalam *tube* dengan temperatur fluida 450°K akan mentransfer panas ke bagian dinding *tube* yang kemudian diteruskan sehingga fluida dingin yang mengalir pada sisi *shell* menerima panas yang diteruskan melalui dinding *tube* tersebut atau disebut juga sebagai fenomena konduksi. Fluida dingin dengan koordinat terdekat dengan permukaan luar *tube* memiliki temperatur yang lebih tinggi dibandingkan dengan fluida yang memiliki koordinat lebih jauh dari permukaan *tube*. Sementara itu, panas yang diterima oleh fluida dingin akan merambat ke seluruh fluida dingin lainnya yang berada dalam satu dimensi melalui proses konveksi.

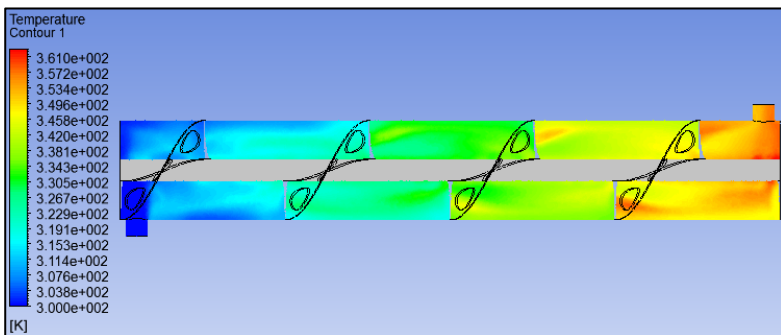
Berdasarkan kontur yang tersaji pada Gambar 4.2, semakin kecil jarak *baffle*, dominasi warna merah pada sisi *outlet* semakin bertambah yang menandakan temperatur *outlet* akan semakin tinggi pada setiap penurunan jarak *baffle* atau penambahan jumlah *baffle*. Jarak *baffle* (*baffle spacing*) berbanding terbalik dengan panjang lintasan aliran fluida dingin dan nilai temperatur *outlet* fluida dingin. Semakin kecil jarak *baffle*, jumlah *baffle* akan semakin besar, menyebabkan temperatur *outlet* fluida semakin besar. Pada Gambar 4.2(e) merupakan visualisasi *heat exchanger* dengan tipe segmental *baffle*. Jumlah segmental *baffle* sama dengan jumlah *helical baffle* (10 *baffle*), namun memiliki kontur distribusi temperatur berbeda, kontur warna oranye pada desain segmental *baffle* lebih dominan dibandingkan kontur warna merah pada desain *helical baffle* yang menandakan bahwa distribusi temperatur jenis *helical baffle* lebih besar dibandingkan

dengan segmental *baffle*. Hal ini disebabkan peningkatan hambatan aliran akibat dari pengaruh sudut kemiringan *baffle* yang mengakibatkan peningkatan intensitas vortex yang besar di dekat dinding *baffle* yang mempengaruhi nilai temperatur *outlet*.

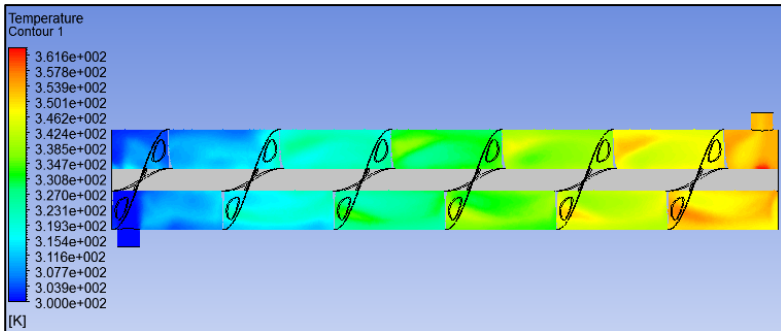
Grafik temperatur *outlet* yang tersaji pada Gambar 4.3 merupakan pemaparan data hasil simulasi secara kuantitatif sebagai salah satu faktor pendukung data kualitatif. Data kuantitatif yang tersaji pada Gambar 4.3 menunjukkan bahwa nilai temperatur *outlet* tertinggi untuk variasi laju aliran massa *inlet* 0.05 kg/s berada pada variasi jarak *helical baffle* 0.06 m sebesar 385.92°K dan untuk jenis segmental *baffle* memiliki nilai temperatur *outlet* terendah sebesar 382.1°K. *Trend* grafik untuk jenis *helical baffle* menurun yang menunjukkan nilai temperatur *outlet* akan semakin kecil apabila nilai jarak *baffle* semakin besar.

4.2.2 Analisis Disitribusi Temperatur saat $\dot{m}=0.1\text{kg/s}$

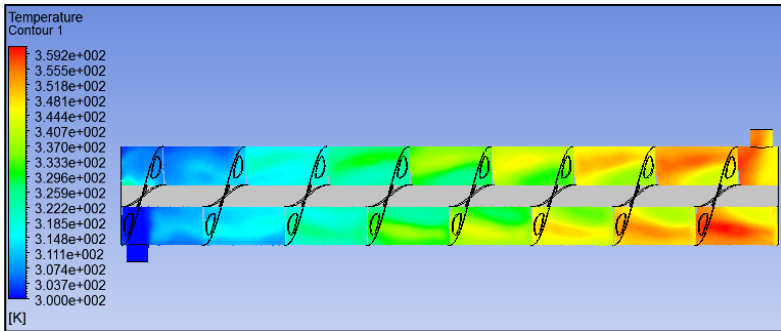
Penyajian data hasil simulasi untuk visualisasi distribusi temperatur saat laju aliran massa *inlet* 0.1 kg/s secara kualitatif dan kuantitatif ditunjukkan pada Gambar 4.4 dan Gambar 4.5.



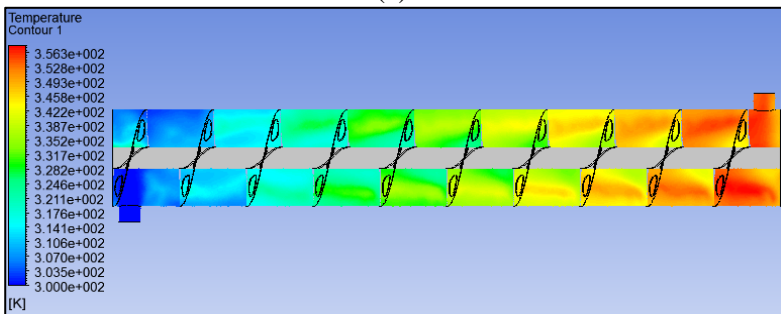
(a)



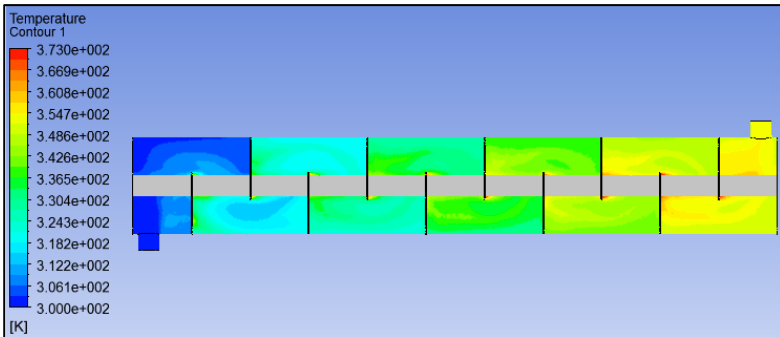
(b)



(c)

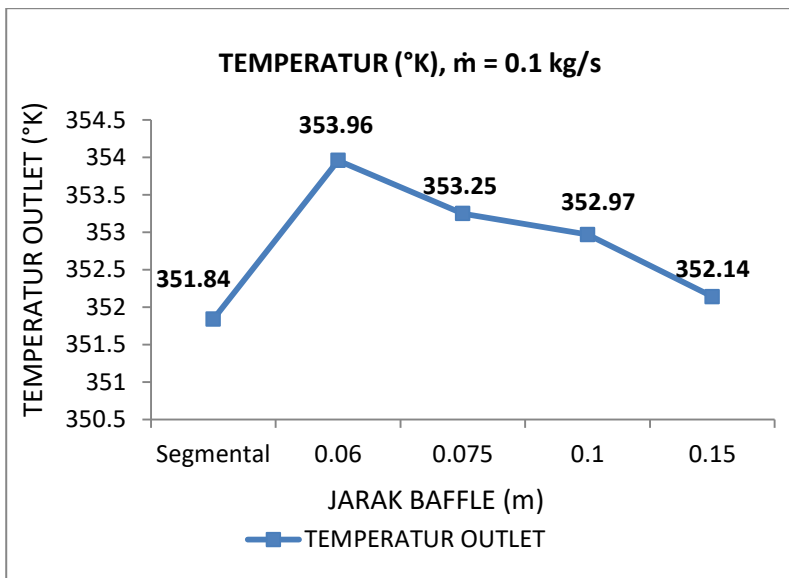


(d)



(e)

Gambar 4.4 Kontur Distribusi Temperatur Fluida Dingin $\dot{m}=0.1$ kg/s Variasi Jarak *Baffle* (a)0.15m; (b)0.1m; (c)0.075m; (d)0.06m; (e)segmental



Gambar 4.5 Grafik Temperatur *Outlet* Fluida Dingin saat $\dot{m}=0.1$ kg/s

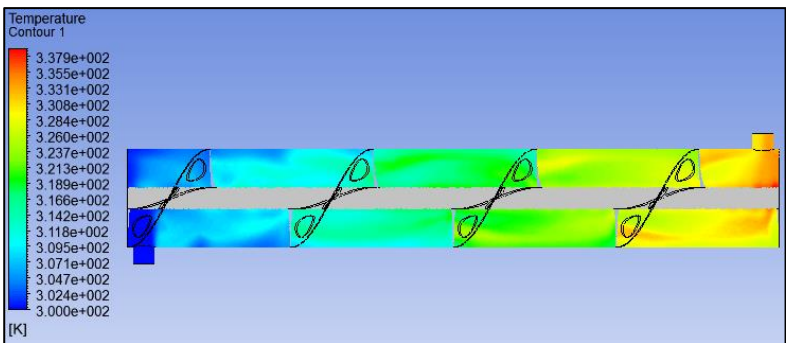
Visualisasi berdasarkan data kualitatif distribusi temperatur terhadap jarak *baffle* saat laju aliran massa *inlet* fluida dingin

berada pada nilai 0.1 kg/s yang disajikan pada Gambar 4.4 menunjukkan kontur warna merah sebagai indikator untuk nilai suhu atas maksimal dan kontur warna biru sebagai indikator nilai suhu bawah minimal. Bila ditinjau dari kontur warna yang ditampilkan terlihat dominasi kontur warna merah tidak terlalu banyak dibandingkan variasi laju aliran massa *inlet* sebelumnya, serta nilai skala temperatur yang tertampil juga lebih rendah. Pada Gambar 4.4 warna merah sebagai indikator suhu tertinggi berada pada *range* nilai 350-360°K, lebih rendah dibandingkan dengan skala yang tertampil pada variasi laju aliran massa *inlet* 0.05 kg/s. Fenomena ini menunjukkan bahwa variasi laju aliran massa *inlet* memberikan pengaruh terhadap nilai temperatur *outlet* karena semakin besar jumlah massa yang mengalir dalam satu domain waktu yang sama mengakibatkan kenaikan kecepatan aliran fluida, sehingga fluida akan lebih cepat mencapai *outlet* yang memberikan pengaruh terhadap transfer panas yang diberikan oleh fluida panas melalui perantara dinding *tube*. Pengaruh jarak *baffle* masih berlaku, sehingga nilai temperatur *outlet* akan semakin besar jika jarak *baffle* semakin kecil, namun nilai yang dihasilkan tidak jauh lebih besar dibandingkan dengan laju aliran massa *inlet* yang memiliki nilai lebih kecil.

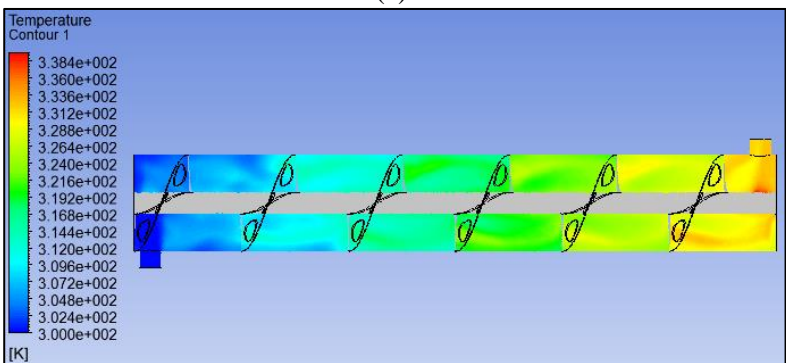
Grafik temperatur *outlet* yang tersaji pada Gambar 4.5 merupakan pemaparan data hasil simulasi secara kuantitatif sebagai salah satu faktor pendukung data kualitatif yang ditunjukkan pada Gambar 4.4. Grafik menunjukkan nilai temperatur tertinggi untuk laju aliran massa *inlet* 0.1 kg/s berada pada nilai 353.96°K dengan variasi jarak *helical baffle* 0.06 m dan nilai temperatur terendah pada nilai 381.84°K. *Trend* grafik temperatur *outlet* untuk jenis *helical baffle* menurun, namun penurunan temperatur yang terjadi antara variasi jarak *baffle* tidak terlalu signifikan.

4.2.3 Analisis Disitribusi Temperatur saat $\dot{m}=0.2\text{kg/s}$

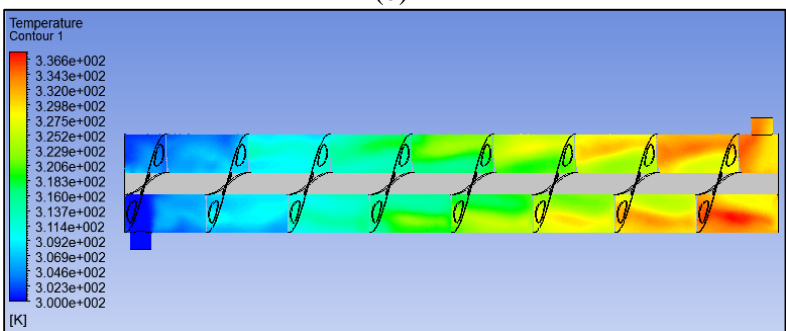
Penyajian data hasil simulasi untuk visualisasi distribusi temperatur saat *inlet* laju aliran massa 0.05 kg/s secara kualitatif dan kuantitatif ditunjukkan pada Gambar 4.6 dan Gambar 4.7.



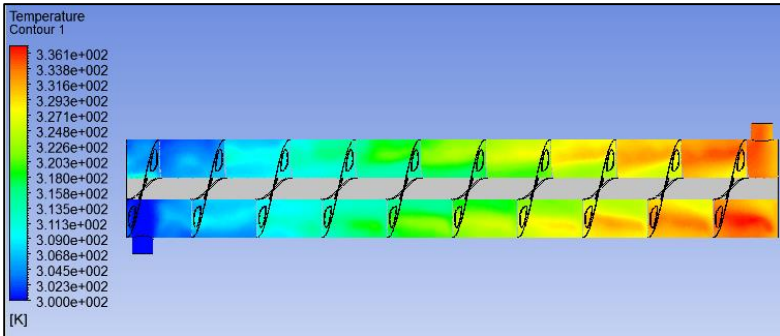
(a)



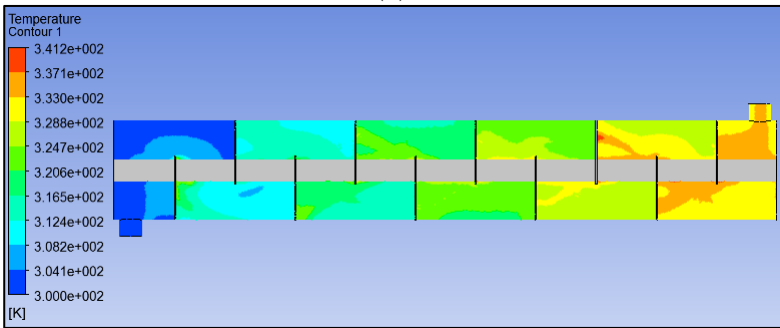
(b)



(c)

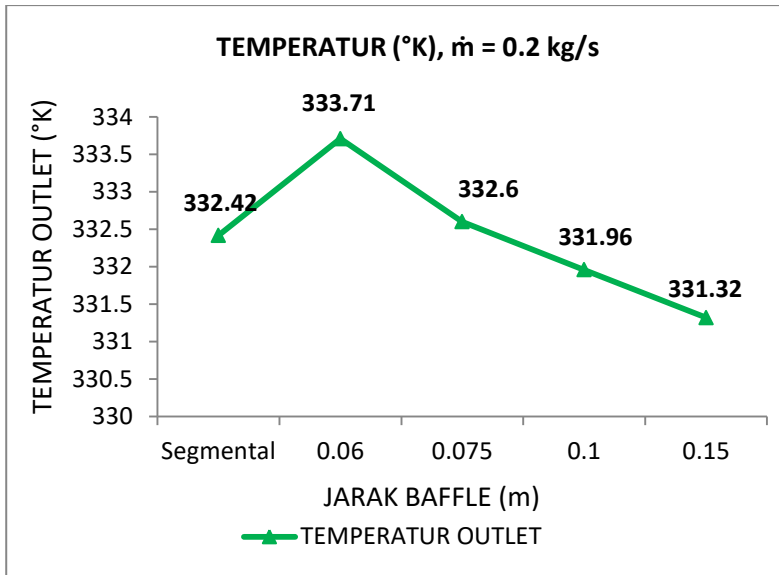


(d)



(e)

Gambar 4.6 Kontur Distribusi Temperatur Fluida Dingin $\dot{m}=0.2$ kg/s Variasi Jarak *Baffle* (a)0.15m; (b)0.1m; (c)0.075m; (d)0.06m; (e)segmental

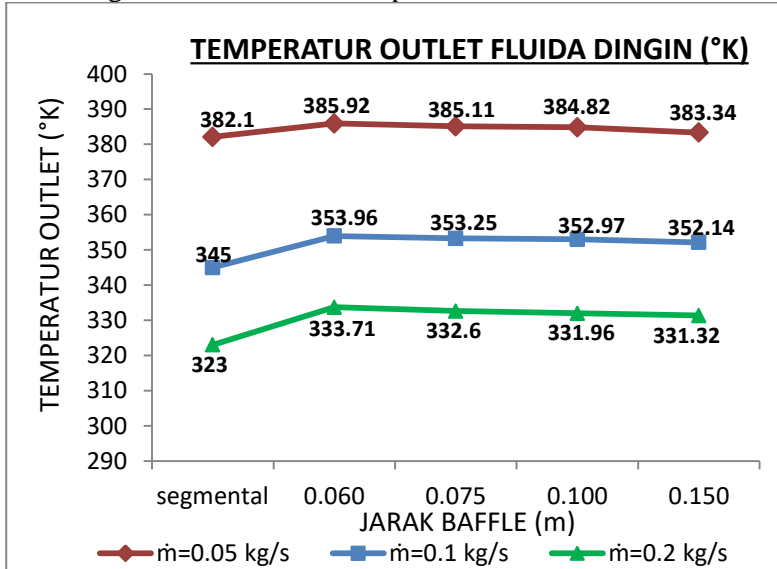


Gambar 4.7 Grafik Temperatur *Outlet* Fluida Dingin saat $\dot{m}=0.2\text{kg/s}$

Visualisasi berdasarkan data kualitatif distribusi temperatur terhadap jarak *baffle* saat *inlet* laju aliran massa fluida dingin berada pada nilai 0.2 kg/s yang disajikan pada Gambar 4.6 menunjukkan kontur warna merah sebagai indikator untuk nilai suhu atas maksimal dan kontur warna biru sebagai indikator nilai suhu bawah minimal. Bila ditinjau dari kontur warna yang ditampilkan terlihat dominasi kontur warna merah tidak lagi mendominasi pada bagian *outlet*, dominasi warna oranye terlihat lebih banyak dibandingkan variasi laju aliran massa *inlet* sebelumnya, serta nilai skala temperatur yang tertampil juga lebih rendah. Pada Gambar 4.6 warna merah sebagai indikator suhu tertinggi berada pada *range* nilai $330\text{--}340^\circ\text{K}$, lebih rendah dibandingkan dengan skala yang tertampil pada variasi laju aliran massa *inlet* sebelumnya (0.05 kg/s dan 0.1 kg/s). Fenomena ini menunjukkan bahwa semakin besar nilai laju aliran massa *inlet* temperatur *outlet* yang dihasilkan akan semakin kecil, karena kecepatan yang dihasilkan semakin bertambah berbanding lurus

dengan jumlah massa yang mengalir dalam satu domain waktu yang sama, sehingga fluida akan lebih cepat mencapai *outlet* yang memberikan pengaruh terhadap transfer panas yang diberikan oleh fluida panas melalui perantara dinding *tube*. Pengaruh jarak *baffle* masih berlaku, sehingga nilai temperatur *outlet* akan semakin besar jika jarak *baffle* semakin kecil, namun nilai yang dihasilkan tidak jauh lebih besar dibandingkan dengan laju aliran massa *inlet* yang memiliki nilai lebih kecil.

Pada grafik temperatur *outlet* yang tersaji pada Gambar 4.7 merupakan pemaparan data hasil simulasi secara kuantitatif sebagai salah satu faktor pendukung data kualitatif yang ditunjukkan pada Gambar 4.6. Grafik menunjukkan nilai temperatur tertinggi untuk laju aliran massa *inlet* 0.2 kg/s berada pada nilai 333.71°K dengan variasi jarak *helical baffle* 0.06 m dan nilai temperature terendah pada nilai 331.32°K. *Trend* grafik temperatur *outlet* untuk jenis *helical baffle* menurun, namun penurunan temperatur yang terjadi antara variasi jarak *baffle* tidak terlalu signifikan, karena berada pada kisaran nilai 330°K.



Gambar 4.8 Nilai Temperatur *Outlet* Fluida Dingin Keseluruhan

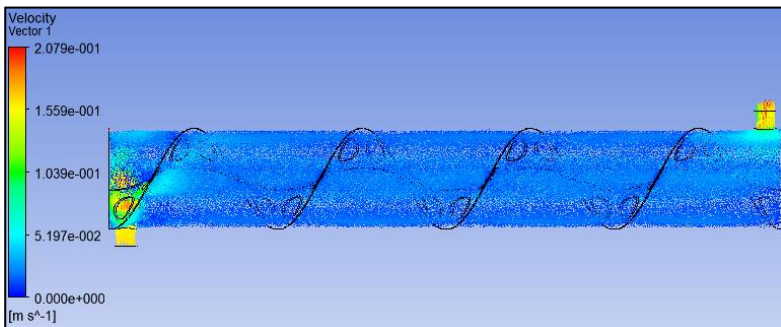
Berdasarkan hasil simulasi untuk pengamatan distribusi temperatur baik secara kualitatif maupun kuantitatif pada domain fluida dingin, variasi jarak *helical baffle* dan laju aliran massa *inlet* memberikan pengaruh terhadap nilai temperatur *outlet* fluida dingin tersebut. Tampilan grafik nilai *outlet* pada domain fluida dingin secara keseluruhan ditampilkan pada Gambar 4.8. Semakin besar variasi jarak *baffle* dan semakin kecil laju aliran *massa*, nilai temperatur *outlet* akan semakin besar.

4.3 Pengaruh Jarak *Helical Baffle* dan laju aliran massa terhadap Distribusi Kecepatan

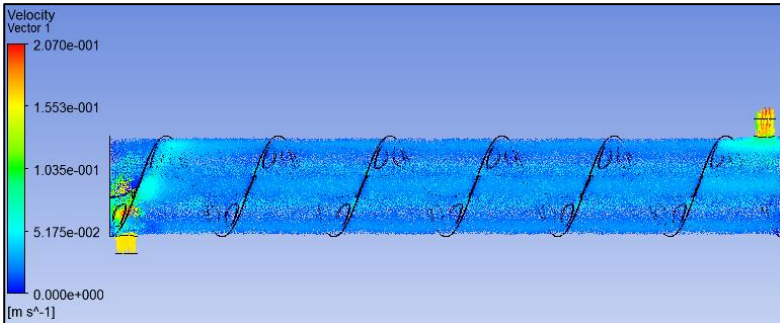
Pada sub bab ini akan membahas pengaruh variasi jarak *helical baffle* terhadap karakteristik kecepatan fluida dingin yang mengalir di sisi *shell*. Analisis data dilakukan secara kualitatif dan kuantitatif. Secara kualitatif data yang didapatkan meliputi visualisasi kontur kecepatan yang melewati mengalir di sisi *shell* melewati permukaan luar *tube* dengan variasi jarak *baffle* serta variasi laju aliran massa pada sisi inlet fluida dingin.

4.3.1 Analisis Kecepatan Aliran Fluida Dingin pada $\dot{m}=0.05\text{kg/s}$

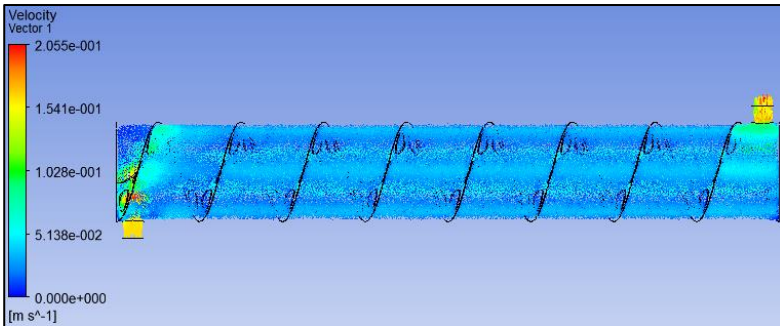
Kecepatan *inlet* fluida dingin pada saat $\dot{m}=0.05\text{ kg/s}$ adalah, $V_{\max} = 0.16\text{ m/s}$. . Penyajian data kualitatif secara visualisasi untuk kontur distribusi kecepatan aliran fluida dingin ditunjukkan pada Gambar 4.9.



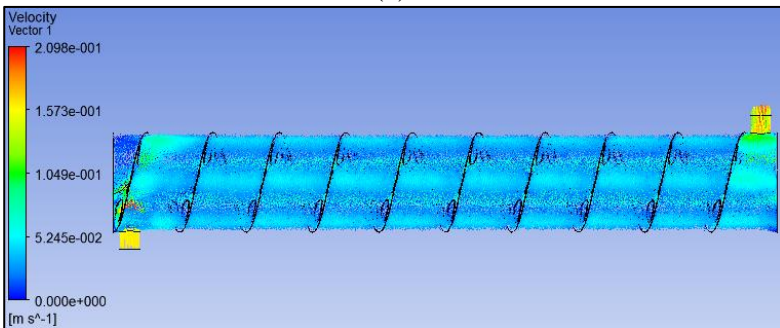
(a)



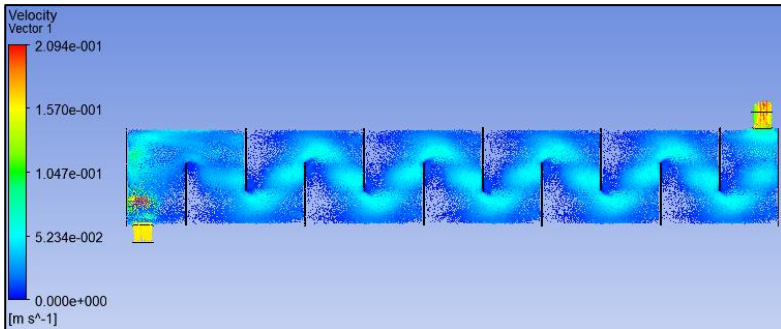
(b)



(c)



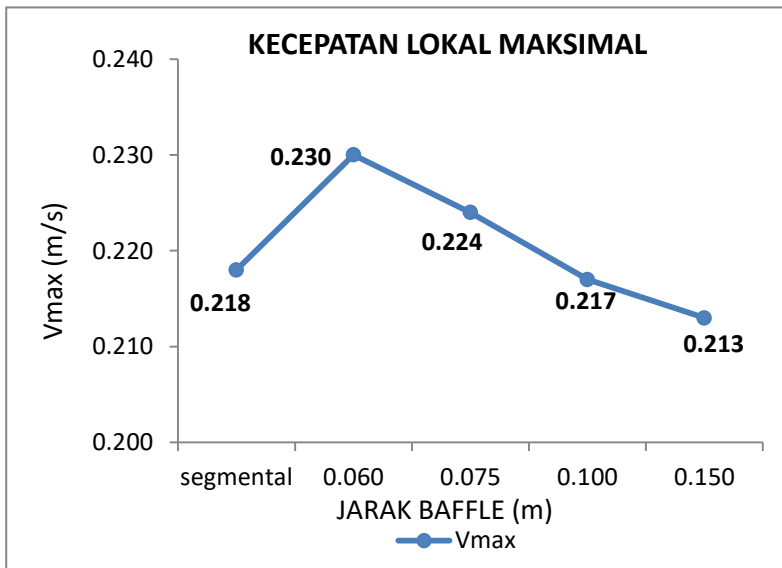
(d)



(e)

Gambar 4.9 Kontur Kecepatan Fluida Dingin $\dot{m}=0.05$ kg/s
Variasi Jarak *Baffle* (a)0.15m; (b)0.1m; (c)0.075m; (d)0.06m;
(e)segmental

Penyajian data kuantitatif untuk grafik distribusi kecepatan aliran fluida dingin saat $\dot{m}=0.05$ kg/s ditunjukkan pada Gambar 4.10.



Gambar 4.10 Grafik Kecepatan Maksimal Fluida Dingin saat $\dot{m}=0.05$ kg/s

Visualisasi berdasarkan data kualitatif distribusi kecepatan fluida dingin terhadap jarak *baffle* saat laju aliran massa *inlet* fluida dingin berada pada nilai 0.05 kg/s yang disajikan pada Gambar 4.9 menunjukkan kontur warna merah sebagai indikator untuk nilai kecepatan atas (batas atas) dan kontur warna biru sebagai nilai kecepatan bawah (batas bawah). Kecepatan *inlet* fluida dingin pada semua variasi jarak *baffle* bernilai sama, yaitu 0.16 m/s.

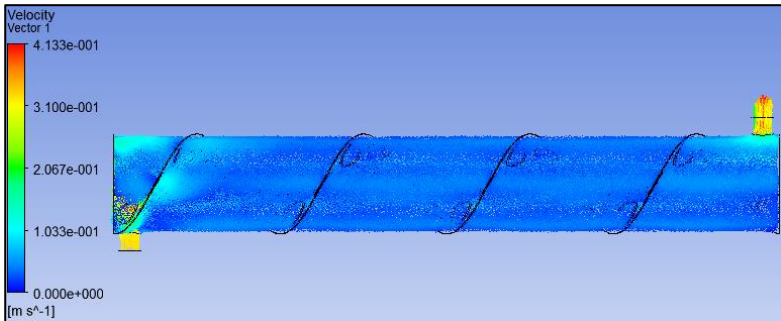
Berdasarkan kontur yang tersaji pada Gambar 4.9, semakin kecil jarak *baffle* untuk jenis *helical baffle*, dominasi warna biru muda pada domain fluida dingin terlihat semakin bertambah yang mengindikasikan kenaikan kecepatan fluida pada setiap penurunan jarak *baffle* atau penambahan jumlah *baffle*. Jarak *baffle* (*baffle spacing*) berbanding terbalik dengan panjang lintasan aliran fluida dingin dan distribusi kecepatan fluida dingin. Semakin kecil jarak *baffle*, jumlah *baffle* akan semakin besar, yang menyebabkan peningkatan nilai rata-rata distribusi kecepatan fluida dingin di sisi *shell*. Pada Gambar 4.9(e) merupakan visualisasi data kualitatif dengan variasi *baffle* jenis segmental *baffle*. Jumlah segmental *baffle* sama dengan jumlah *helical baffle* (10 *baffle*), namun memiliki kontur distribusi kecepatan yang berbeda. Kontur warna biru muda pada desain segmental *baffle* lebih dominan dibandingkan kontur warna biru muda pada desain *helical baffle* yang menandakan bahwa distribusi kecepatan rata-rata jenis segmental *baffle* lebih besar dibandingkan dengan *helical baffle* sehingga fluida dingin yang mengalir akan lebih cepat sampai ke *outlet*.

Grafik kecepatan maksimal (V_{max}) yang tersaji pada Gambar 4.10 merupakan pemaparan data hasil simulasi secara kuantitatif sebagai faktor pendukung data kualitatif. Data kuantitatif yang tersaji pada Gambar 4.10 menunjukkan bahwa nilai kecepatan maksimal fluida dingin tertinggi untuk variasi laju aliran massa *inlet* 0.05 kg/s berada pada variasi jarak *helical baffle* 0.06 m sebesar 0.23 m/s, lebih besar dibandingkan dengan tipe segmental *baffle* dengan jumlah *baffle* yang sama sebesar 0.218 m/s, hal ini disebabkan karena perbedaan sudut kemiringan

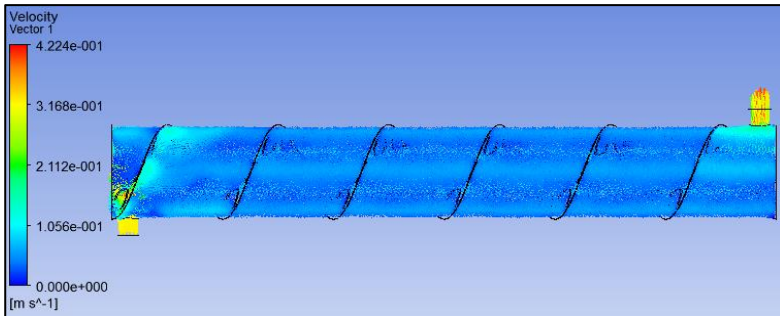
baffle, semakin kecil sudut kemiringan *baffle* (*baffle inclination*) akan menimbulkan vortex yang semakin besar. Sementara untuk jenis *helical baffle* dengan jarak *helical baffle* sebesar 0.15 m memiliki nilai kecepatan maksimal terendah sebesar 0.213 m/s, karena pengaruh dari luas *cross flow area* fluida, semakin besar jarak *baffle* semakin besar pula luas *cross flow area* fluida, dengan laju aliran massa fluida yang sama. Selain itu, *trend* grafik untuk jenis *helical baffle* menurun seiring bertambahnya jarak antar *baffle* yang menunjukkan nilai kecepatan maksimal fluida akan semakin kecil apabila nilai jarak *baffle* semakin besar.

4.3.2 Analisis Kecepatan Aliran Fluida Dingin pada $\dot{m}=0.1\text{kg/s}$

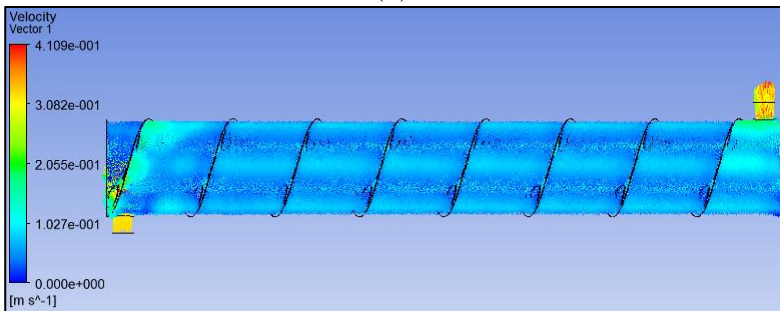
Kecepatan *inlet* fluida dingin saat $\dot{m}=0.1\text{ kg/s}$ adalah, $V_{\text{max}} = 0.32\text{ m/s}$. Penyajian data kualitatif secara visualisasi untuk kontur distribusi kecepatan aliran fluida dingin ditunjukkan pada Gambar 4.11.



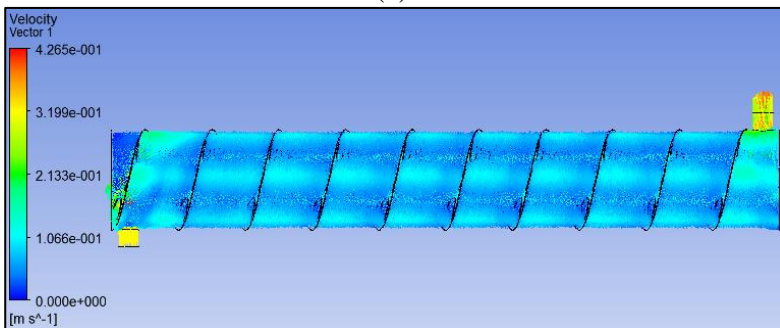
(a)



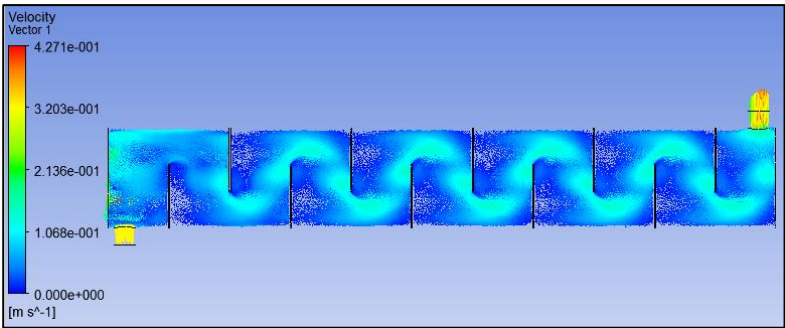
(b)



(c)



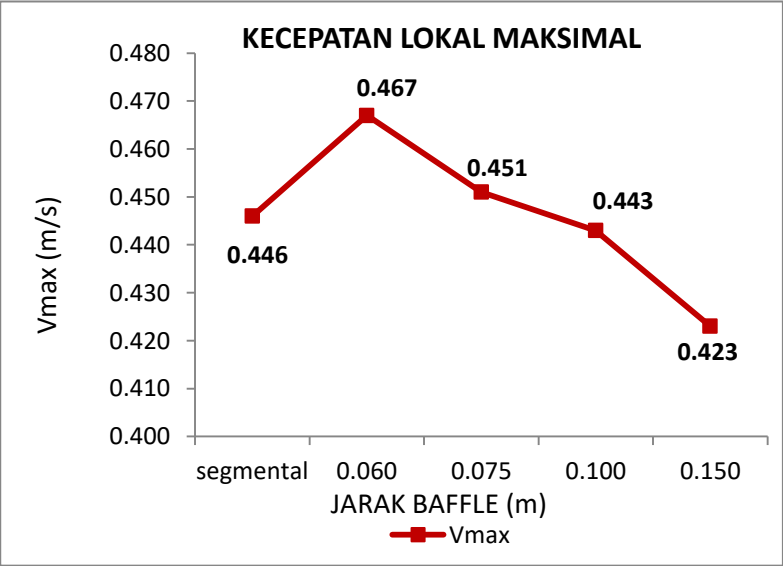
(d)



(e)

Gambar 4.11 Kontur Kecepatan Fluida Dingin saat $\dot{m}=0.1\text{kg/s}$
Variasi Jarak *Baffle* (a)0.15m; (b)0.1m; (c)0.075m; (d)0.06m;
(e)segmental

Penyajian data kuantitatif untuk grafik distribusi kecepatan aliran fluida dingin saat $\dot{m}=0.1\text{ kg/s}$ ditunjukkan pada Gambar 4.12.



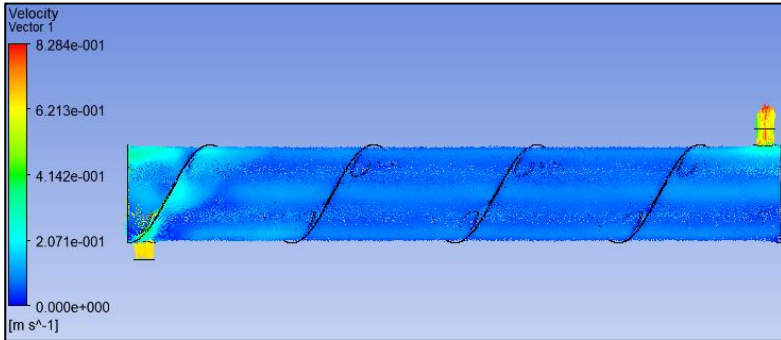
Gambar 4.12 Grafik Kecepatan Maksimal Fluida Dingin saat $\dot{m}=0.1\text{ kg/s}$

Visualisasi berdasarkan data kualitatif distribusi kecepatan fluida dingin terhadap jarak *baffle* saat laju aliran massa *inlet* fluida dingin berada pada nilai 0.1 kg/s yang disajikan pada Gambar 4.11 menunjukkan kontur warna merah sebagai indikator untuk batas atas kecepatan dan kontur warna biru sebagai indikator nilai batas bawah kecepatan. Bila ditinjau dari kontur warna yang ditampilkan terlihat dominasi kontur warna biru muda lebih banyak dibandingkan variasi laju aliran massa *inlet* 0.05 kg/s, disertai dengan nilai skala kecepatan yang lebih tinggi. Pada Gambar 4.11 warna biru muda memiliki nilai skala yang lebih tinggi dibandingkan dengan skala yang tertampil pada variasi laju aliran massa *inlet* 0.05 kg/s yang menunjukkan peningkatan kecepatan fluida dingin. Fenomena ini menunjukkan bahwa variasi laju aliran massa *inlet* memberikan pengaruh terhadap profil kecepatan fluida, karena jumlah massa fluida yang mengalir, mempengaruhi jumlah laju aliran volume fluida dalam satu domain waktu yang sama sehingga mengakibatkan kenaikan kecepatan aliran fluida, dan fluida akan lebih cepat mencapai *outlet*. Pengaruh jarak *baffle* masih berlaku, nilai kecepatan rata-rata fluida akan semakin besar jika jarak *baffle* semakin kecil, namun nilai yang dihasilkan tidak jauh lebih besar dibandingkan dengan laju aliran massa *inlet* yang memiliki nilai lebih kecil.

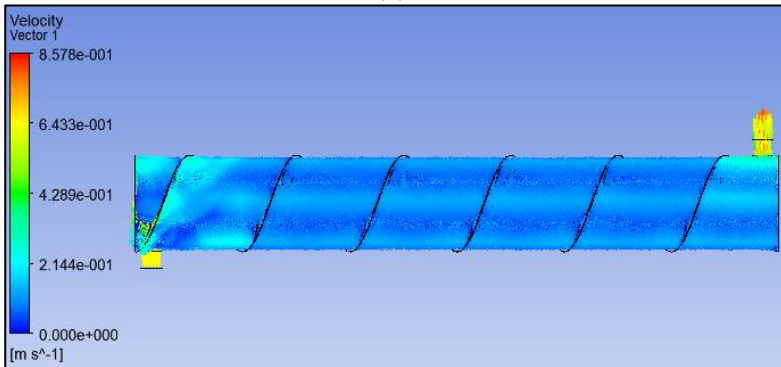
Grafik kecepatan maksimal fluida dingin yang tersaji pada Gambar 4.12 merupakan pemaparan data hasil simulasi secara kuantitatif sebagai salah satu faktor pendukung data kualitatif yang ditunjukkan pada Gambar 4.11. Grafik menunjukkan nilai kecepatan maksimal tertinggi untuk laju aliran massa *inlet* 0.1 kg/s berada pada nilai 0.467 m/s dengan variasi jarak *helical baffle* 0.06 m dan nilai temperature terendah pada nilai 0.423 m/s dengan variasi jarak *helical baffle* 0.15 m. *Trend* grafik temperatur *outlet* untuk jenis *helical baffle* menurun, namun penurunan kecepatan maksimal fluida yang terjadi antara variasi jarak *baffle* tidak terlalu signifikan.

4.3.3 Analisis Kecepatan Aliran Fluida Dingin pada $\dot{m}=0.2\text{kg/s}$

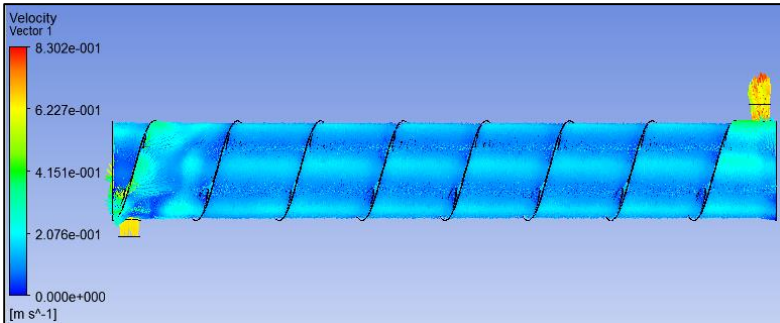
Kecepatan *inlet* fluida dingin saat nilai $\dot{m}=0.2$ kg/s adalah, $V_{\text{max}} = 0.64$ m/s. Penyajian data kualitatif secara visualisasi untuk kontur distribusi kecepatan aliran fluida dingin ditunjukkan pada Gambar 4.13.



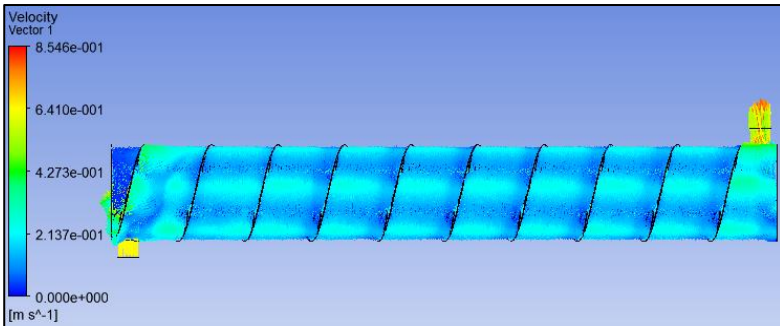
(a)



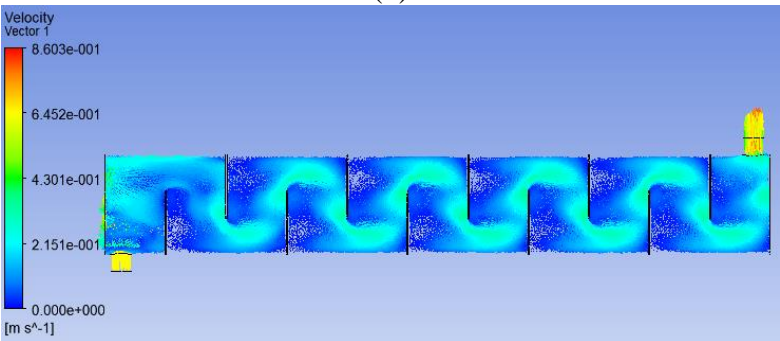
(b)



(c)



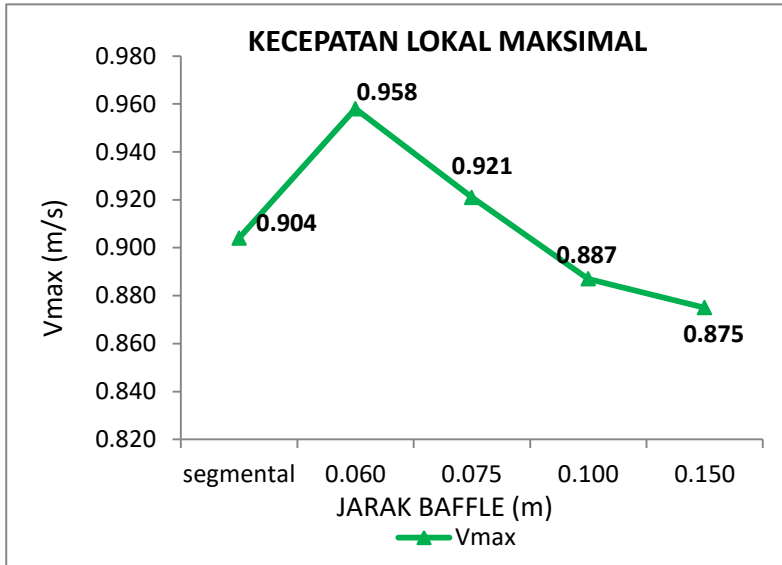
(d)



(e)

Gambar 4.13 Kontur Kecepatan Fluida Dingin saat $\dot{m}=0.2\text{kg/s}$
 Variasi Jarak *Baffle* (a)0.15m; (b)0.1m; (c)0.075m; (d)0.06m;
 (e)segmental

Penyajian data kuantitatif untuk grafik distribusi kecepatan aliran fluida dingin saat $\dot{m}=0.2$ kg/s ditunjukkan pada Gambar 4.14.



Gambar 4.14 Grafik Kecepatan Maksimal Fluida Dingin saat $\dot{m}=0.2$ kg/s

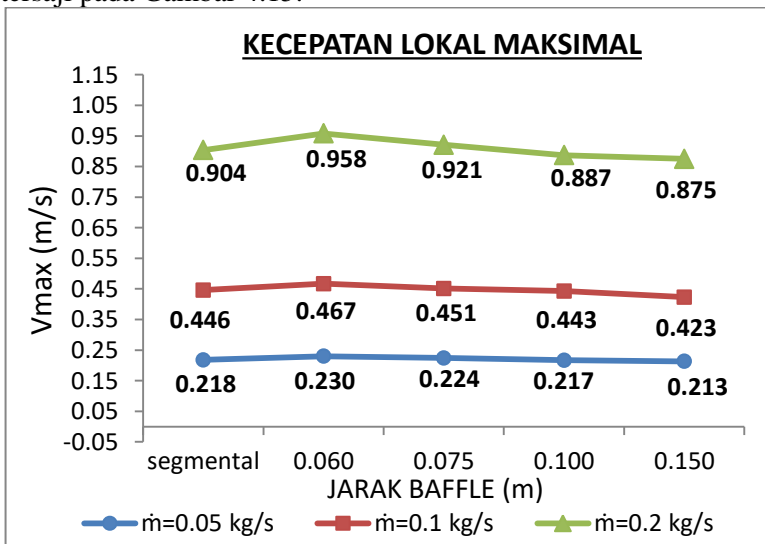
Visualisasi berdasarkan data kualitatif distribusi kecepatan fluida terhadap jarak *baffle* saat *inlet* laju aliran massa fluida dingin berada pada nilai 0.2 kg/s yang disajikan pada Gambar 4.13 menunjukkan kontur warna merah sebagai indikator untuk batas atas nilai kecepatan fluida dingin dan kontur warna biru sebagai indikator batas bawah nilai kecepatan fluida dingin. Bila ditinjau dari kontur warna yang ditampilkan terlihat dominasi kontur biru muda semakin mendominasi pada domain fluida dingin, disertai dengan nilai skala kecepatan yang tertampil lebih tinggi. Fenomena ini menunjukkan bahwa semakin besar nilai laju aliran massa *inlet*, maka distribusi kecepatan fluida dingin yang dihasilkan akan semakin besar, karena laju aliran volume fluida semakin bertambah seiring dengan bertambahnya jumlah massa yang mengalir dalam satu domain waktu yang sama.

Pengaruh jarak *baffle* memberikan dampak terhadap nilai rata-rata distribusi kecepatan fluida, jika jarak *baffle* semakin kecil maka profil kecepatan fluida akan semakin meningkat.

Pada grafik temperatur *outlet* yang tersaji pada Gambar 4.14 merupakan pemaparan nilai kecepatan maksimal berdasarkan data hasil simulasi secara kuantitatif sebagai faktor pendukung data kualitatif yang ditunjukkan pada Gambar 4.13. Grafik menunjukkan nilai kecepatan maksimal tertinggi untuk laju aliran massa *inlet* 0.2 kg/s berada pada nilai 0.958 m/s dengan variasi jarak *helical baffle* 0.06 m, sedangkan nilai kecepatan maksimal fluida terendah pada variasi jarak *helical baffle* 0.15 m sebesar 0.875 m/s. *Trend* grafik temperatur *outlet* untuk jenis *helical baffle* menurun seiring dengan bertambahnya jarak *baffle*.

4.3.4 Analisis Kecepatan Aliran Fluida Dingin Keseluruhan

Secara keseluruhan plot grafik kecepatan maksimal fluida dingin terhadap pengaruh variasi jarak *helical baffle* dan variasi *inlet* aliran massa jenis dipresentasikan dalam bentuk grafik yang tersaji pada Gambar 4.15.



Gambar 4.15 Grafik Kecepatan Maksimal Fluida Dingin Keseluruhan

Berdasarkan hasil simulasi untuk pengamatan distribusi kecepatan baik secara kualitatif maupun kuantitatif pada domain fluida dingin, variasi jarak *helical baffle* dan laju aliran massa *inlet* memberikan pengaruh terhadap profil nilai kecepatan fluida dingin tersebut. Tampilan grafik nilai *outlet* pada domain fluida dingin secara keseluruhan ditampilkan pada Gambar 4.15. Semakin besar variasi jarak *baffle* dan laju aliran massa *inlet* profil kecepatan maksimal fluida akan semakin besar, karena jarak *baffle* berpengaruh terhadap luas *cross flow area* fluida, sedangkan laju aliran massa *inlet* memberikan pengaruh terhadap jumlah laju aliran volume fluida. Sejalan dengan persamaan kontinuitas yang ada, dikarenakan jarak *baffle* yang semakin mengecil untuk jumlah *baffle* yang lebih banyak maka garis aliran fluida akan semakin rapat, sehingga kecepatan maksimal fluida yang dihasilkan semakin besar.

4.4 Pengaruh Jarak *Helical Baffle* dan Laju Aliran Massa terhadap *Reynolds Number*

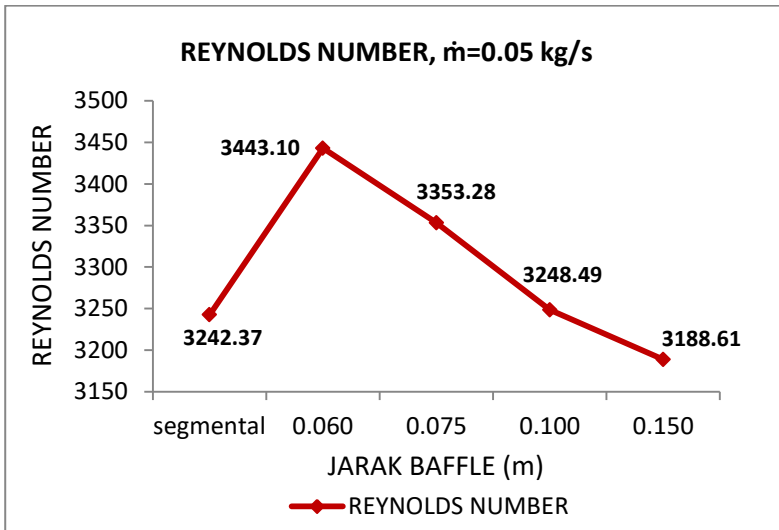
Setelah dilakukan simulasi, berdasarkan data simulasi dan kontur gambar kecepatan maksimal fluida di sisi *shell* pada *heat exchanger*, diketahui bahwa setiap variasi jarak *helical baffle* dan variasi laju aliran massa *inlet* mempengaruhi kecepatan maksimum yang dihasilkan oleh fluida dingin yang mengalir pada sisi *shell* yang melewati permukaan dinding luar *tube*. Perbedaan nilai distribusi kecepatan maksimal yang dihasilkan mempengaruhi nilai *reynolds number* fluida yang mengalir.

Reynolds number merupakan parameter yang menggambarkan karakteristik dari aliran fluida. Semakin besar nilai *reynolds number* maka turbulensi aliran fluida yang melewati permukaan luar *tube* semakin besar, sehingga akan berpengaruh terhadap nilai *pressure drop* dan nilai koefisien perpindahan panas.

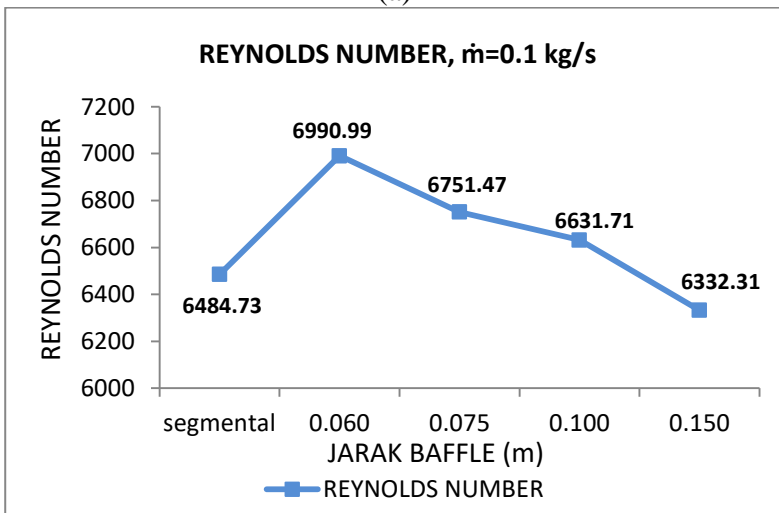
4.4.1 Analisis *Reynolds Number* terhadap Variasi Jarak *Baffle* dan Laju Aliran Massa

Pengaruh variasi jarak *helical baffle* dan variasi nilai *inlet* laju aliran massa fluida dingin terhadap nilai *Reynolds number*

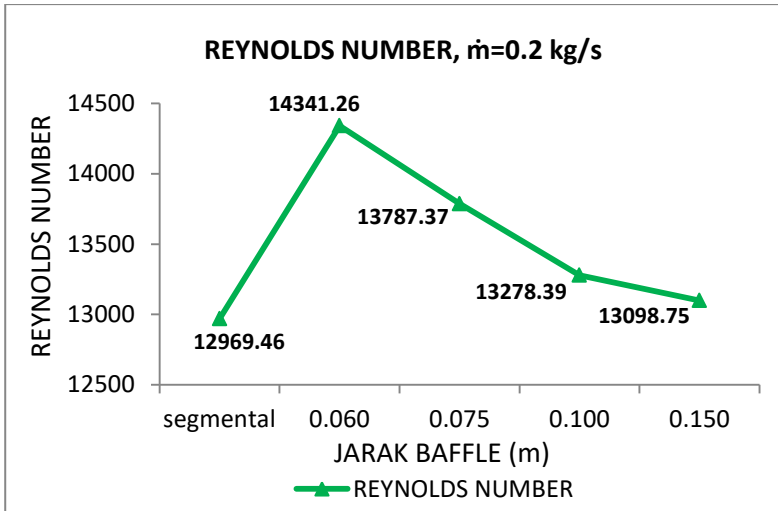
fluida dingin dipresentasikan dalam bentuk grafik yang tersaji pada Gambar 4.16.



(a)



(b)



(c)

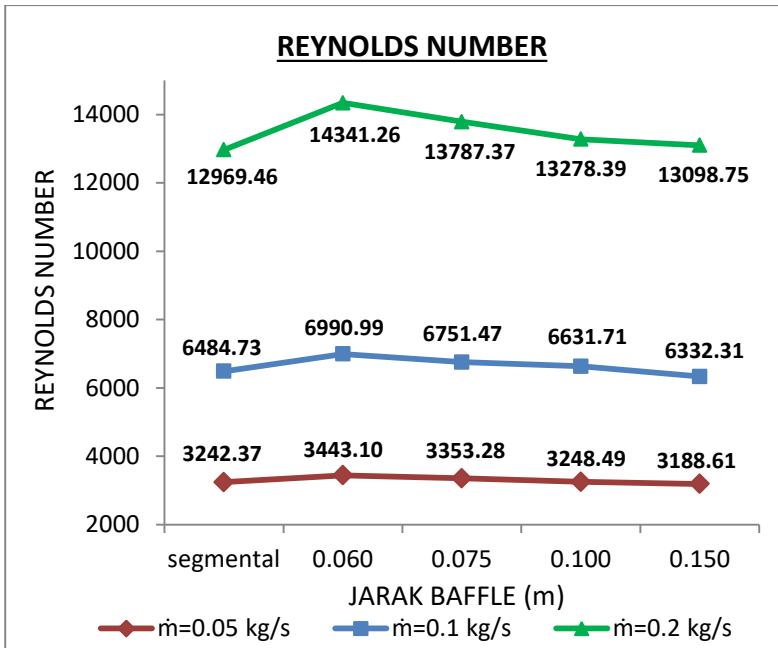
Gambar 4.16 Grafik *Reynolds Number* terhadap Jarak *Baffle*
 (a) $\dot{m}=0.05$ kg/s, (b) $\dot{m}=0.1$ kg/s, (c) $\dot{m}=0.2$ kg/s

Nilai *Reynolds number* hasil simulasi ditampilkan pada Gambar 4.16 berdasarkan variasi jarak *baffle* dan nilai laju aliran massa *inlet* dalam bentuk grafik merupakan data kuantitatif hasil simulasi yang telah dilakukan. Pada Gambar 4.16(a), saat laju aliran massa *inlet* 0.05 kg/s memiliki nilai *Reynolds number* tertinggi untuk tipe *helical baffle*, pada jarak *baffle* 0.06 m sebesar 3443.10, sedangkan *segmental baffle* dengan karakteristik jumlah *baffle* yang sama dengan *helical baffle* (10 *baffle*) memiliki nilai *Reynolds number* yang lebih kecil, yaitu 3242.37. Pada Gambar 4.16(b), saat laju aliran massa *inlet* 0.1 kg/ nilai *Reynolds number* tertinggi untuk tipe *helical baffle*, pada jarak *baffle* 0.06 m sebesar 6990.99, sedangkan *segmental baffle* dengan karakteristik jumlah *baffle* yang sama dengan *helical baffle* (10 *baffle*) memiliki nilai *Reynolds number* yang lebih kecil jika dibandingkan dengan *helical baffle* *helical baffle* yaitu sebesar 6484.73. Pada Gambar 4.16(c), saat laju aliran massa *inlet* 0.2 kg/s nilai *Reynolds number* tertinggi untuk tipe *helical baffle* pada jarak *baffle* 0.06 m sebesar 14341.26, sedangkan *segmental*

baffle dengan karakteristik jumlah *baffle* yang sama dengan *helical baffle* (10 *baffle*) nilai koefisien perpindahan panas tertinggi untuk tipe *helical baffle* pada jarak *baffle* 0.06 m sebesar 12969.46.

Karakteristik aliran fluida dapat diketahui berdasarkan pada nilai *Reynolds number*. Aliran fluida untuk variasi laju aliran massa *inlet* 0.05 kg/s dikategorikan sebagai aliran transisi, karena nilai *Reynolds number* yang dihasilkan pada masing-masing variasi jarak *baffle* kurang dari 4000 dan diatas 2000 ($2000 < x < 4000$). Sedangkan untuk aliran fluida pada variasi laju aliran massa *inlet* 0.1 kg/s dan 0.2 kg/s dikategorikan sebagai aliran *turbulence* karena nilai *Reynolds number* yang dihasilkan diatas 4000 ($x > 4000$). Fenomena ini dapat terjadi karena kecepatan maksimal fluida yang dihasilkan mempengaruhi besarnya nilai *Reynolds number*, dimana kecepatan maksimal fluida dipengaruhi oleh besarnya laju aliran massa *inlet* dan jarak antar *baffle*. Selain itu jenis fluida juga berpengaruh karena masing-masing fluida memiliki karakteristik yang berbeda-beda khususnya pada nilai viskositas fluida.

Trend grafik untuk masing-masing variasi nilai laju aliran massa *inlet* untuk jenis *helical baffle* menurun terhadap jarak *baffle* yang menunjukkan hubungan antara jarak *helical baffle* dengan nilai *Reynolds number*. Semakin besar jarak *helical baffle* jumlah *baffle* akan semakin sedikit, sehingga nilai kecepatan maksimal fluida yang dihasilkan akan semakin kecil dan nilai *reynolds number* yang dihasilkan pun akan semakin kecil. Selain itu dari nilai *Reynolds number*, dapat menentukan transisi lapisan batas, karena nilai $Re_{ed} < 2 \cdot 10^{-5}$ dan momentum aliran pada lapisan batas turbulen lebih kecil dibandingkan dengan lapisan batas laminar akan sudut separasi sebesar $\theta \approx 80^\circ$ dekat dengan *stagnation* awal. Data kuantitatif keseluruhan terkait nilai *Reynolds number* fluida dingin pada masing-masing variasi jarak *baffle* dan nilai laju aliran massa *inlet* disajikan dalam bentuk grafik pada Gambar 4.17.



Gambar 4.17 Grafik *Reynolds Number* Keseluruhan

4.5 Pengaruh Jarak *Helical Baffle* dan Laju Aliran Massa terhadap Koefisien Perpindahan Panas

Dari simulasi yang telah dilakukan, diketahui setiap variasi jarak *helical baffle* dan variasi laju aliran massa pada *inlet* fluida dingin mempengaruhi koefisien perpindahan panas yang terjadi didalam *heat exchanger*. Pada penelitian ini nilai koefisien perpindahan panas difokuskan pada sisi luar *tube (shell)* dari *heat exchanger*, dan sehingga nilai koefisien perpindahan panas didalam *tube* dianggap konstan, karena pada variasi yang diberikan besar pengaruhnya terhadap karakteristik aliran fluida di sisi *shell* (fluida dingin). Perpindahan panas dari masing-masing variasi memiliki nilai yang berbeda berdasarkan pada parameter geometri yang dibuat dan variabel nilai di setiap variasi.

4.5.1 Analisis Nilai Koefisien Perpindahan Panas terhadap Variasi Jarak *Baffle* dan Laju Aliran Massa

Pengaruh variasi jarak *helical baffle* dan variasi nilai *inlet* laju aliran massa fluida dingin terhadap nilai koefisien perpindahan panas di sisi *shell* (h_o) dihitung menggunakan persamaan (14) dan dipresentasikan dalam bentuk grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.18.

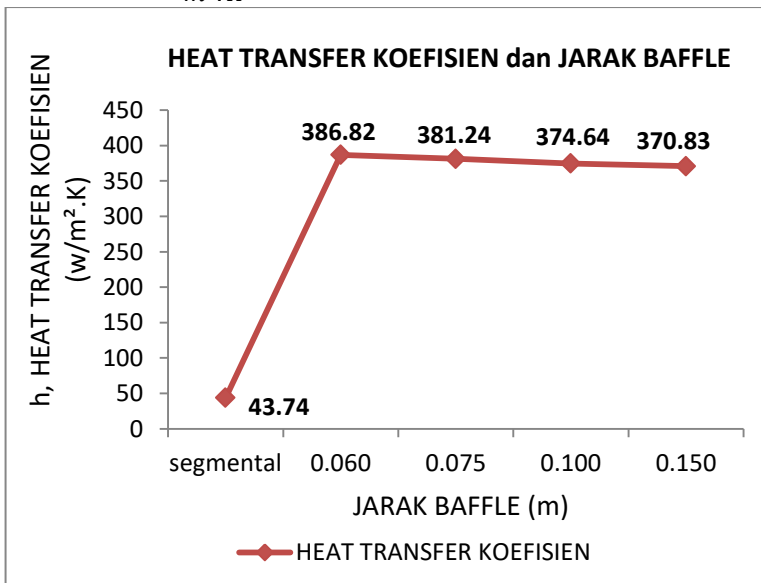
Contoh perhitungan koefisien perpindahan panas di *shell* (h_o), untuk variasi jarak *baffle* 0.15 m dan variasi $\dot{m} = 0.05 \text{ kg/s}$:

$$h_o = \frac{(0,36 \cdot Ks \cdot Re^{0,55} \cdot Pr^{0,33})}{Ds}$$

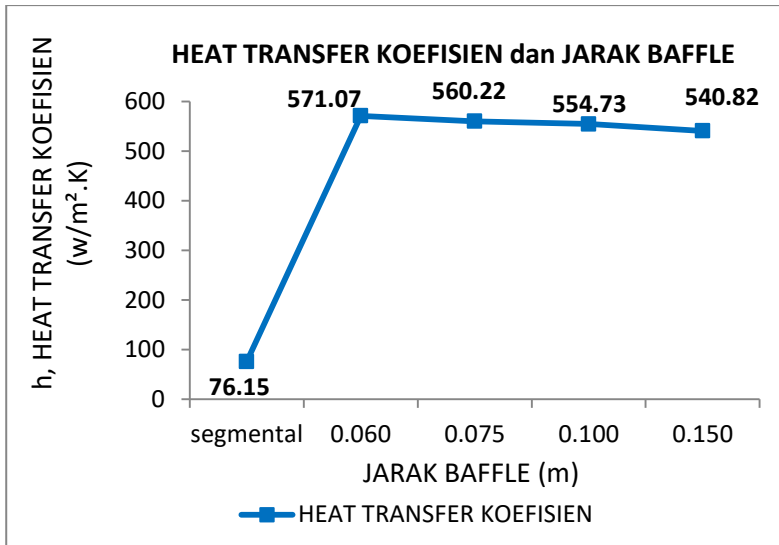
$$h_o = \frac{(0,36 \cdot 0.613 \cdot 3188,61^{0,55} \cdot 5,83^{0,33})}{0.09}$$

$$h_o = \frac{(33.37)}{0.09}$$

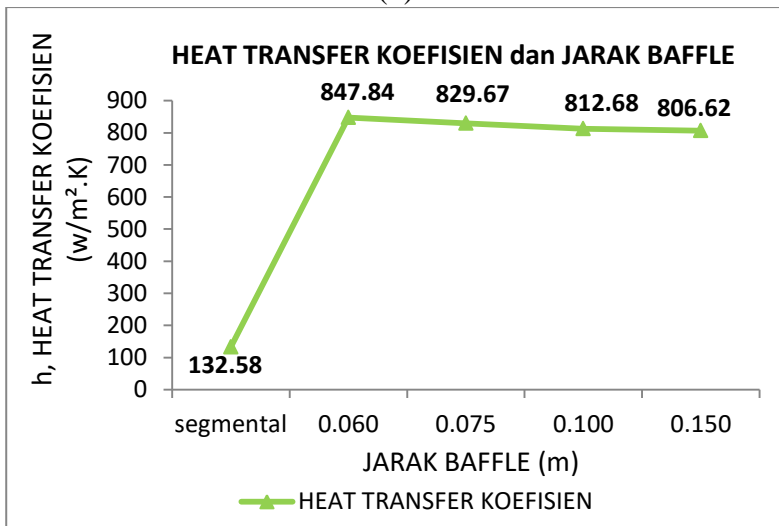
$$h_o = 370,83 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$



(a)



(b)



(c)

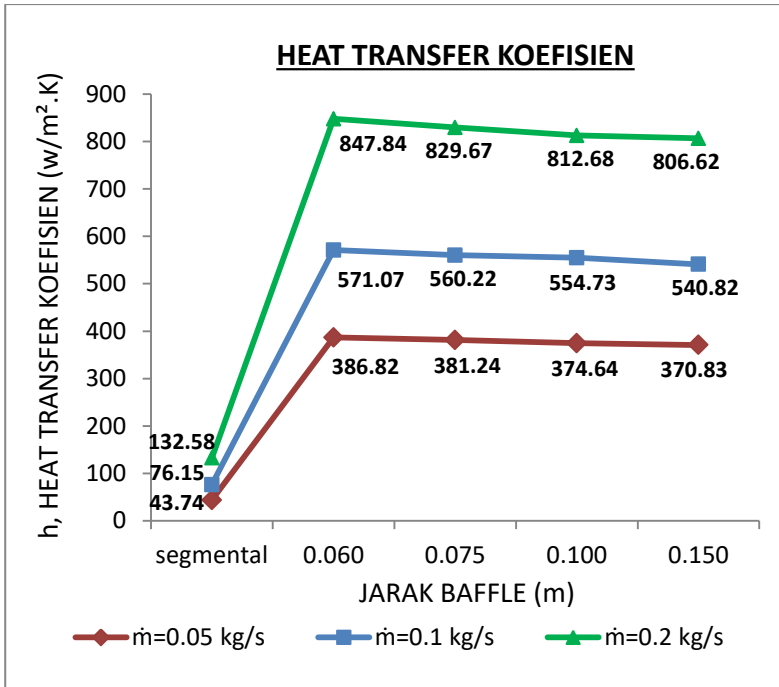
Gambar 4.18 Grafik Koefisien Perpindahan Panas terhadap Jarak Baffle (a) $\dot{m}=0.05$ kg/s, (b) $\dot{m}=0.1$ kg/s, (c) $\dot{m}=0.2$ kg/s

Berdasarkan data kuantitatif pada Gambar 4.18(a), saat laju aliran massa *inlet* 0.05 kg/s memiliki nilai koefisien perpindahan panas di sisi *shell* (h_o) tertinggi untuk tipe *helical baffle* pada jarak *baffle* 0.06 m sebesar 386.82 W/m².K, sedangkan untuk jenis segmental *baffle* memiliki nilai koefisien perpindahan panas yang lebih rendah sebesar 62.84 W/m².K. Pada Gambar 4.18(b), saat laju aliran massa *inlet* 0.1 kg/ nilai koefisien perpindahan panas tertinggi untuk tipe *helical baffle* pada jarak *baffle* 0.06 m sebesar 571.07 W/m².K, sedangkan untuk jenis segmental *baffle* memiliki nilai koefisien perpindahan panas yang lebih kecil dibandingkan dengan *helical baffle* *helical baffle* yaitu sebesar 76.15 W/m².K. Pada Gambar 4.18(c), saat laju aliran massa *inlet* 0.2 kg/s nilai koefisien perpindahan panas total tertinggi untuk tipe *helical baffle* pada jarak *baffle* 0.06 m sebesar 847.84 W/m².K, sedangkan untuk jenis segmental *baffle* memiliki nilai koefisien perpindahan 132.58 W/m².K.

Trend grafik untuk masing-masing variasi nilai laju aliran massa *inlet* untuk jenis *helical baffle* menurun terhadap jarak *baffle*, menunjukkan hubungan antara jarak *helical baffle* dengan koefisien perpindahan panas pada fluida dingin di sisi *shell*. Nilai koefisien perpindahan panas pada fluida dingin (h_o) erat kaitannya dengan nilai *Reynolds number*, dimana *Reynolds number* dipengaruhi oleh besarnya nilai kecepatan maksimal fluida, jika nilai kecepatan maksimal fluida kecil maka, *Reynolds number* akan kecil, sehingga nilai koefisien perpindahan panas yang dihasilkan juga akan kecil.

4.5.2 Analisis Nilai Koefisien Perpindahan Panas Keseluruhan

Pengaruh variasi jarak *helical baffle* dan variasi nilai *inlet* laju aliran massa fluida terhadap nilai koefisien perpindahan panas (h_o) secara keseluruhan dipresentasikan dalam bentuk grafik yang tersaji pada Gambar 4.19.



Gambar 4.19 Koefisien Perpindahan Panas Fluida Dingin Keseluruhan

Berdasarkan pada data kuantitatif yang disajikan pada Gambar 4.19 terkait hasil simulasi yang telah dilakukan, dapat diketahui nilai perpindahan panas fluida dingin pada sisi *shell* secara keseluruhan untuk masing-masing variasi jarak *baffle* dan laju aliran massa *inlet*. Nilai koefisien perpindahan panas sangat erat kaitannya dengan nilai *Reynolds number*. Mengacu kepada persamaan (14). Pada Gambar 4.19 menunjukkan nilai laju aliran massa *inlet* berbanding lurus dengan nilai koefisien perpindahan panas, karena jika nilai laju aliran massa *inlet* bertambah besar, kecepatan maksimal yang dihasilkan juga akan semakin besar untuk luas *cross flow* aliran fluida yang sama, sehingga nilai *Reynolds number* akan besar dan koefisien perpindahan panas yang dihasilkan pun akan besar.

4.6 Pengaruh Jarak *helical Baffle* dan Laju Aliran Massa *Inlet* terhadap Koefisien Perpindahan Panas Total (U_o)

Bagian terpenting dalam menganalisis *heat exchanger* adalah nilai koefisien perpindahan panas total (U_o). Pada penelitian ini nilai koefisien perpindahan panas total (U_o) diperoleh dengan menggunakan persamaan (18). Hasil perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Total ditunjukkan dalam bentuk Tabel 4.1.

Contoh perhitungan koefisien perpindahan panas total (U_o), untuk variasi jarak *baffle* 0.15 m dan variasi $\dot{m} = 0.05$ kg/s :

Menghitung koefisien perpindahan panas di sisi *tube* :

$$h_i = \frac{Nu}{d_i} \cdot kt$$

$$h_i = \frac{0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}}{d_i} \cdot kt$$

$$h_i = \frac{0.023 \cdot 3188,61^{0.8} \cdot 5,83^{0.4}}{0,019} \cdot 250$$

$$h_i = 1107,52 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Perhitungan nilai koefisien perpindahan panas total :

$$\frac{1}{U_o} = \left[\frac{1}{(h_o)} \right] + \left[\frac{1}{(h_i)} \cdot \frac{d_o}{d_i} \right] + \left[r_o \cdot \ln \left[\frac{r_o}{r_i} \right] / Kt \right]$$

$$\frac{1}{U_o} = \left[\frac{1}{370.83} \right] + \left[\frac{1}{1107,52} \cdot \frac{0.02}{0.019} \right] + \left[0.01 \cdot \ln \left[\frac{0.01}{0.0095} \right] / 250 \right]$$

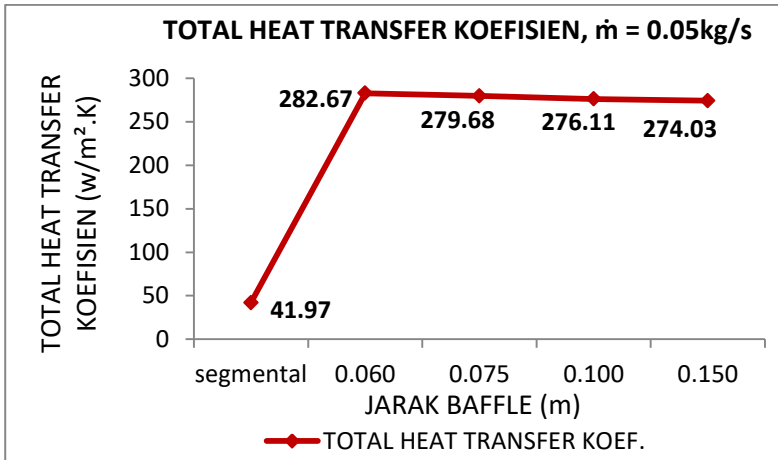
$$U_o = 274,03 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Tabel 4.1 Hasil Perhitungan Koefisien Perpindahan Panas Total

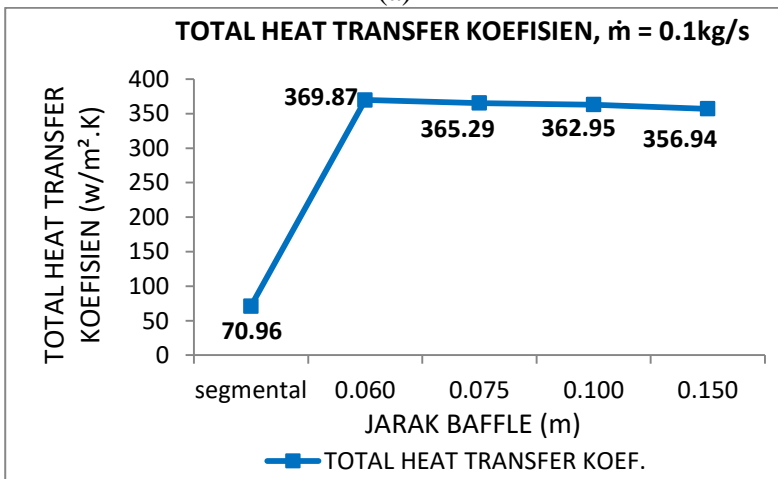
\dot{m} (kg/s)	Overall Heat Transfer (W/m ² ·K)				
	Segmental	0.15 m	0.1 m	0.075 m	0.6 m
0.05	41,97	274,03	276,11	279,68	282,67
0.1	70,96	356,94	362,95	365,29	369,87
0.2	117,62	456,15	458,08	463,43	469,05

4.6.1 Analisis Nilai Koefisien Perpindahan Panas Total terhadap Variasi Jarak *Baffle* dan Laju Aliran Massa

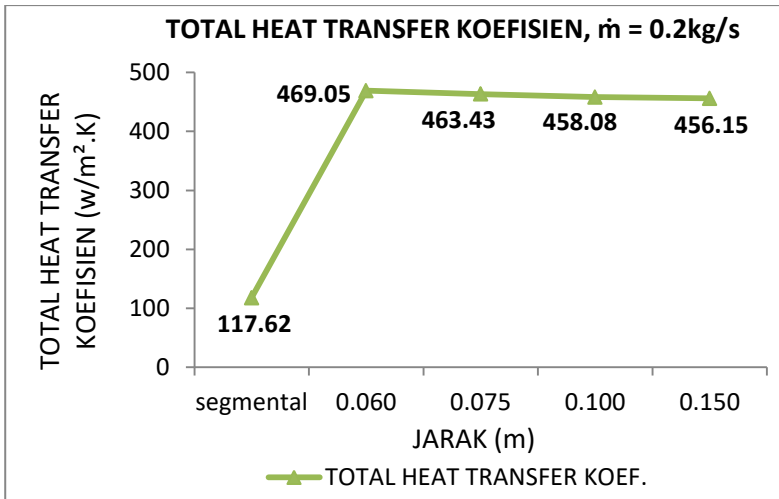
Pengaruh variasi jarak *helical baffle* dan nilai *inlet* laju aliran massa fluida dingin terhadap nilai koefisien perpindahan panas total (U_o) dipresentasikan dalam bentuk grafik yang tersaji pada Gambar 4.20.



(a)



(b)



(c)

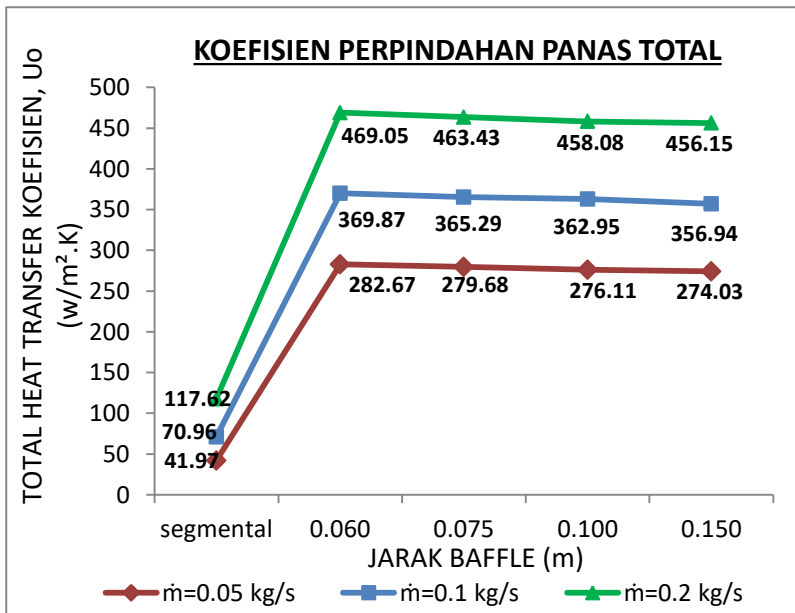
Gambar 4.20 Grafik Koefisien Perpindahan Panas Total terhadap Jarak *Baffle* (a) $\dot{m}=0.05 \text{ kg/s}$, (b) $\dot{m}=0.1 \text{ kg/s}$, (c) $\dot{m}=0.2 \text{ kg/s}$

Berdasarkan data kuantitatif pada Gambar 4.20(a), saat laju aliran massa *inlet* 0.05 kg/s memiliki nilai koefisien perpindahan panas total tertinggi untuk tipe *helical baffle* yaitu pada jarak *baffle* 0.06 m sebesar $282.67 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, sedangkan untuk jenis *segmental baffle* memiliki nilai koefisien perpindahan panas total sebesar $41.97 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, lebih rendah dibandingkan dengan jenis *helical baffle*. Pada Gambar 4.22(b), saat laju aliran massa *inlet* 0.1 kg/s nilai koefisien perpindahan panas total tertinggi untuk tipe *helical baffle* yaitu pada jarak *baffle* 0.06 m sebesar $369.87 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, sedangkan untuk jenis *segmental baffle* memiliki nilai koefisien perpindahan panas total lebih kecil yaitu sebesar $70.96 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. Pada Gambar 4.22(c), saat laju aliran massa *inlet* 0.2 kg/s nilai koefisien perpindahan panas total tertinggi untuk tipe *helical baffle* yaitu pada jarak *baffle* 0.06 m sebesar $469.05 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, sedangkan untuk jenis *segmental baffle* sebesar $117.62 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

Trend grafik untuk masing-masing variasi nilai laju aliran massa *inlet* untuk jenis *helical baffle* menurun terhadap jarak *baffle*, yang menunjukkan hubungan bahwa semakin jarak *helical baffle* maka nilai koefisien perpindahan panas total akan semakin besar, karena total perpindahan panas fluida yang mengalir pada sisi *tube* dianggap konstan (h_o), sehingga besarnya nilai koefisien perpindahan panas pada sisi *shell* (h_i) menjadi salah satu pengaruh nilai koefisien perpindahan panas total pada *shell and tube heat exchanger*.

4.6.2 Analisis Nilai Koefisien Perpindahan Panas Total Keseluruhan

Pengaruh variasi jarak *helical baffle* dan variasi nilai *inlet* laju aliran massa fluida terhadap nilai koefisien perpindahan panas total (U_o) secara keseluruhan dipresentasikan dalam bentuk grafik yang tersaji pada Gambar 4.21.



Gambar 4.21 Grafik Koefisien Perpindahan Panas Total Keseluruhan

Pada Gambar 4.21 menunjukkan grafik koefisien perpindahan panas total secara keseluruhan untuk variasi jarak *baffle* dan laju aliran massa *inlet*. Dapat dilihat bahwa nilai koefisien perpindahan panas total tertinggi pada variasi jarak *helical baffle* 0.06 m dengan laju aliran massa *inlet* 0.2 kg/s sebesar 469.05 W/m².K. Sedangkan nilai koefisien perpindahan panas total terkecil yaitu pada variasi jarak *baffle* 0.15 m dengan variasi laju aliran massa *inlet* 0.05 kg/s sebesar 274.03 W/m².K untuk jenis *helical baffle*. Mengacu kepada persamaan (18), pengaruh koefisien perpindahan panas total dipengaruhi oleh nilai koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* dan *shell*, karena koefisien perpindahan panas pada sisi *tube* dianggap konstan, sehingga dalam penelitian ini lebih meninjau perpindahan panas yang terjadi di sisi *shell*. Pada sisi *shell* pengaruh variasi jarak *baffle* memberikan dampak terhadap luas aliran fluida (*cross-flow*) yang melintasi permukaan luar *tube*. Sehingga akan berpengaruh terhadap nilai koefisien perpindahan panas di sisi *shell* (ho). Selain itu, semakin besar jumlah *baffle* akan mengakibatkan peningkatan gesekan (*friction factor*) antara fluida dengan permukaan *baffle* yang dapat menimbulkan energi disipasi (energi panas akibat gesekan). Untuk pengaruh nilai laju aliran massa *inlet*, semakin besar nilai laju aliran massa *inlet* maka kecepatan fluida akan semakin meningkat karena akan menimbulkan *vorticity* yang lebih besar akibat turbulansi antara fluida dnegan permukaan *baffle* yang dapat mengakibatkan peningkatan nilai koefisien perpindahan panas total.

Jika dibandingkan dengan nilai koefisien perpindahan panas total pada segmental *baffle*, *helical baffle* memiliki nilai koefisien perpindahan panas total yang lebih baik. Fenomena ini disebabkan karena pengaruh dari profil kecepatan fluida yang berbeda diantara kedua jenis *baffle* yang berdampak terhadap nilai *reynold number* (Re) dan *nusselt number* (Nu). Semakin besar kecepatan maksimal fluida akan semakin besar pula nilai *reynold number* dan *nusselt number*.

4.7 Pengaruh Jarak *helical Baffle* dan Laju Aliran Massa *Inlet* terhadap *Pressure Drop*

Pressure drop yang timbul pada *heat exchanger* dipengaruhi oleh perbedaan geometrid dan nilai variabel yang berpengaruh terhadap besar atau kecilnya *pressure drop*. Beberapa faktor yang mempengaruhi nilai *pressure drop* diantaranya : jarak dan jumlah *helical baffle*, laju aliran massa fluida, kecepatan fluida maksimum yang melintasi *tube*, faktor koreksi dan faktor gesekan. Untuk menentukan nilai *pressure drop* digunakan rumus perhitungan yang terlampir pada persamaan (19). Berikut hasil perhitungan yang tersaji pada Tabel 4.2. Contoh perhitungan *pressure drop* untuk variasi jarak *helical baffle* 0.15 m dengan laju aliran massa *inlet* 0.05 kg/s adalah :

$$\Delta P = \frac{[fs \cdot Gs^2 \cdot (Nb + 1)Ds]}{2 \cdot \rho_s \cdot De \cdot \phi_s}$$

$$\Delta P = \frac{\left[\exp(0.576 - 0.19 \ln(Re)) \cdot \frac{\dot{m} s^2}{As} \cdot (Nb + 1)Ds \right]}{2 \cdot \rho_s \cdot De \cdot \frac{\mu s^{0.14}}{\mu t}}$$

$$\Delta P = \frac{[0,384 \cdot 123,456^2 \cdot (4 + 1)0.09]}{2 \cdot 998 \cdot 0,0296 \cdot 1,28}$$

$$\Delta P = 0,62 \text{ Pa}$$

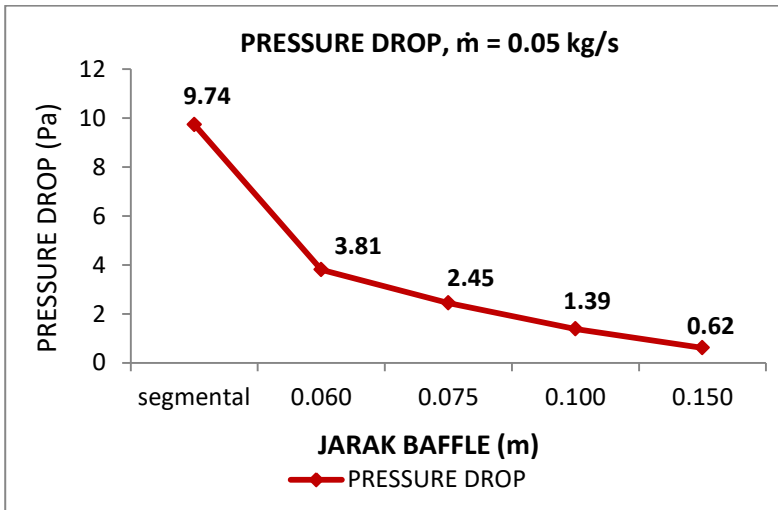
Tabel 4.2 Hasil Perhitungan *Pressure Drop*

\dot{m} (kg/s)	<i>Pressure Drop</i> (ΔP)				
	Segmental	0.15 m	0.1 m	0.075 m	0.06 m
0.05	9.74	0.62	1.39	2.45	3.81
0.1	34.16	2.17	4.84	8.58	13.32
0.2	119.77	7.56	16.98	29.96	46.47

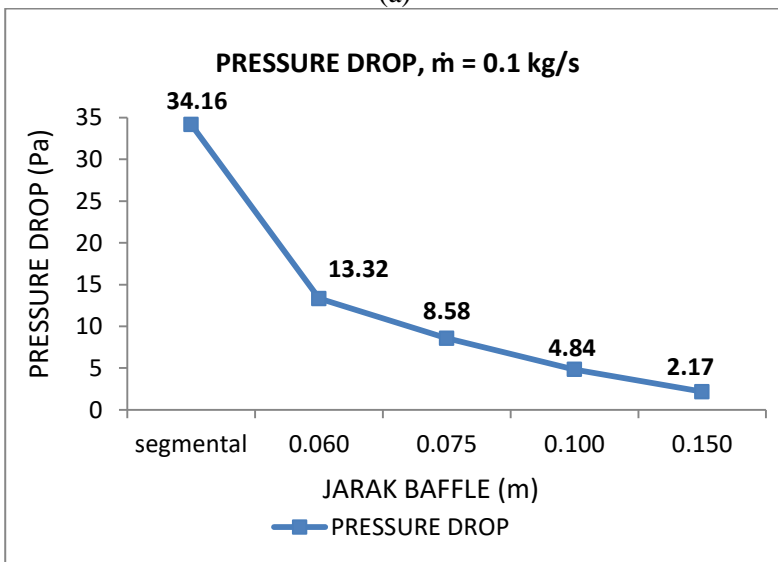
4.7.1 Analisis Nilai *Pressure Drop* terhadap Variasi Jarak *Baffle* dan Laju Aliran Massa

Pengaruh variasi jarak *helical baffle* dan nilai laju aliran massa *inlet* fluida dingin terhadap nilai koefisien perpindahan

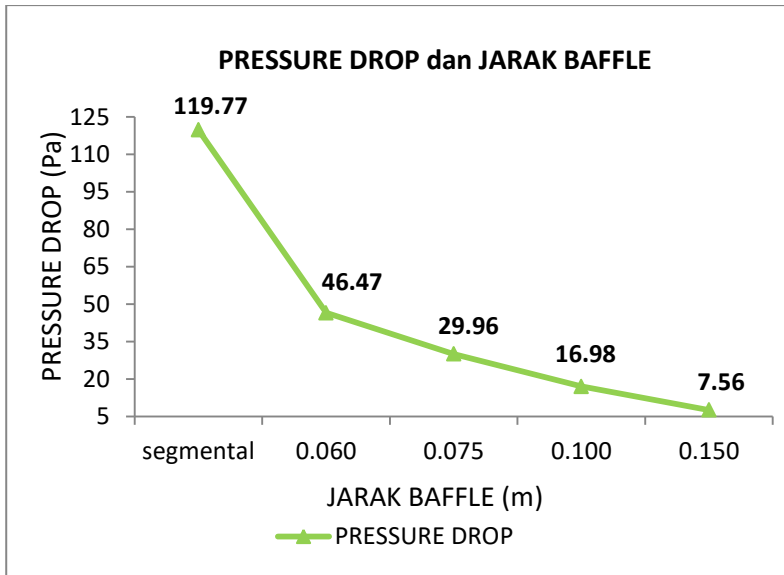
panas total (U_o) dipresentasikan dalam bentuk grafik yang tersaji pada Gambar 4.22.



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.22 Grafik *Pressure Drop* terhadap Jarak *Baffle*
 (a) $\dot{m}=0.05$ kg/s, (b) $\dot{m}=0.1$ kg/s, (c) $\dot{m}=0.2$ kg/s

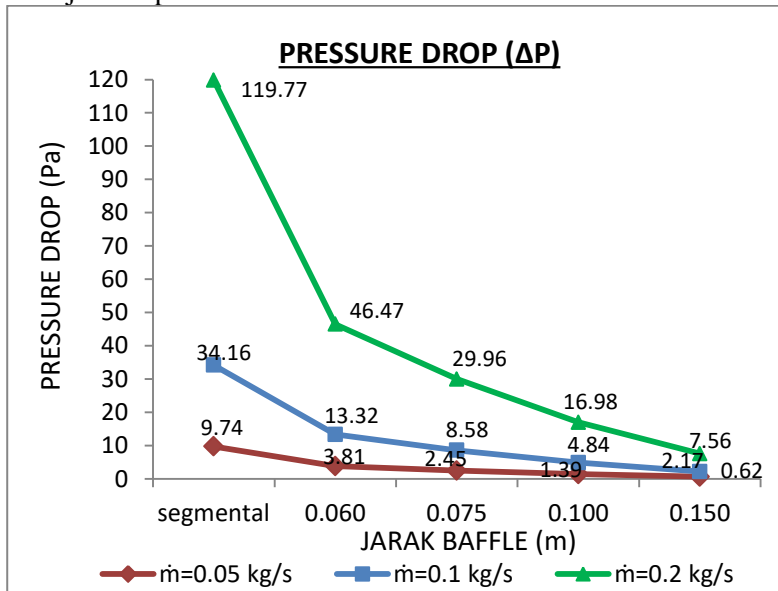
Berdasarkan data kuantitatif pada Gambar 4.22(a), laju aliran massa *inlet* 0.05 kg/s memiliki nilai *pressure drop* tertinggi untuk jenis *helical baffle* pada jarak *baffle* 0.06 m sebesar 3.81 Pa, sedangkan untuk jenis *segmental baffle* memiliki nilai *pressure drop* yang lebih tinggi, yaitu sebesar 9.74 Pa. Pada Gambar 4.22(b), laju aliran massa *inlet* 0.1 kg/s memiliki nilai *pressure drop* tertinggi untuk tipe *helical baffle* pada jarak *baffle* 0.06 m sebesar 13.32 Pa, sedangkan untuk jenis *segmental baffle* memiliki nilai *pressure drop* yang lebih tinggi, sebesar 34.16 Pa. Pada Gambar 4.22(c), laju aliran massa *inlet* 0.2 kg/s memiliki nilai *pressure drop* tertinggi untuk tipe *helical baffle* pada jarak *baffle* 0.06 m sebesar 46.47 Pa, sedangkan *segmental baffle* memiliki nilai *pressure drop* yang lebih tinggi sebesar 119.77 Pa.

Trend grafik untuk masing-masing variasi nilai laju aliran massa *inlet* menurun terhadap jarak *baffle* yang menunjukkan hubungan antara laju aliran masa *inlet* dengan *pressure drop*.

Untuk variasi laju aliran massa *inlet* yang sama, semakin besar jarak *baffle* maka nilai *pressure drop* akan semakin kecil. Fenomena tersebut terjadi karena seiring bertambahnya jarak *baffle* jumlah *baffle* akan semakin sedikit dan panjang lintasan aliran fluida pun akan semakin pendek. Karena nilai *pressure drop* dipengaruhi oleh jarak dan jumlah *baffle* yang berdampak terhadap panjang lintasan fluida yang mengalir pada *shell*. Untuk tipe segmental, meskipun memiliki jumlah *baffle* yang sama dengan tipe *helical* panjang lintasan fluida yang mengalir lebih panjang, karena jarak *baffle* tipe segmental lebih kecil dibandingkan dengan jarak *helical baffle* yang berdampak terhadap nilai *pressure drop*.

4.7.2 Analisis Pressure Drop Keseluruhan

Pengaruh variasi jarak *helical baffle* dan variasi nilai *inlet* laju aliran massa fluida terhadap nilai *pressure drop* (ΔP) secara keseluruhan dipresentasikan dalam bentuk grafik yang ditunjukkan pada Gambar 4.23.

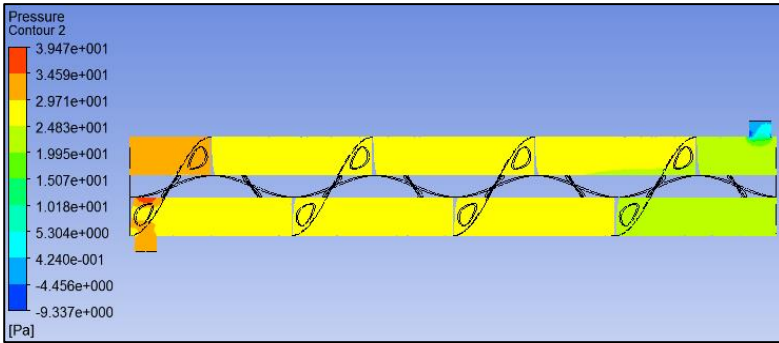


Gambar 4.23 Grafik *Pressure Drop* Keseluruhan

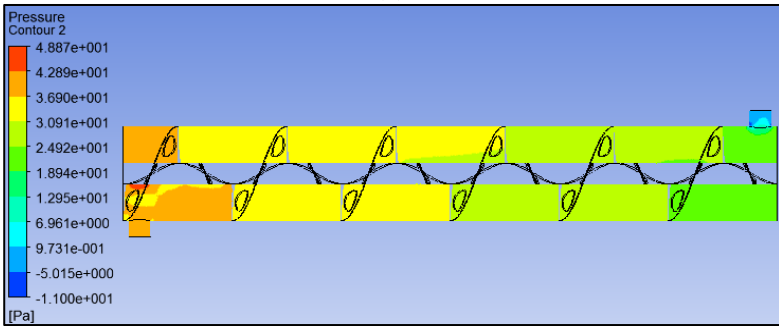
Pada Gambar 4.23 menunjukkan grafik *pressure drop* secara keseluruhan untuk variasi jarak *baffle* dan laju aliran massa *inlet*. Dapat dilihat bahwa nilai *pressure drop* tertinggi pada variasi jarak *helical baffle* berada pada jarak 0.06 m dengan laju aliran massa *inlet* 0.2 kg/s sebesar 46.47 Pa. Sedangkan nilai *pressure drop* terkecil pada variasi jarak *baffle* 0.15 m dengan variasi laju aliran massa *inlet* 0.05 kg/s sebesar 0.62 Pa. Mengacu kepada persamaan (19), pengaruh *pressure drop* dipengaruhi oleh variasi jarak *baffle*, dan laju aliran massa *inlet*. Karena jarak *tube* (*tube pitch*) pada penelitian ini bersifat tetap, sehingga tidak menimbulkan pengaruh yang signifikan terhadap nilai *pressure drop*. Jarak *baffle* berbanding terbalik dengan jumlah *baffle*, jika jarak *baffle* kecil, maka jumlah *baffle* akan semakin besar sehingga berpengaruh terhadap luas aliran fluida (*cross-flow*) yang melintasi permukaan luar *tube*. Selain itu, semakin besar jumlah *baffle* akan mengakibatkan peningkatan gesekan (*friction factor*) antara fluida dengan permukaan *baffle* dan menimbulkan energi disipasi (energi panas akibat gesekan). Untuk pengaruh nilai laju aliran massa *inlet*, semakin besar nilai laju aliran massa *inlet* maka kecepatan fluida akan semakin meningkat karena akan menimbulkan *vorticity* yang lebih besar akibat turbulensi antara fluida dengan permukaan *baffle* yang dapat mengakibatkan peningkatan nilai *pressure drop*.

Jika dibandingkan dengan nilai *pressure drop* pada segmental *baffle*, *helical baffle* dengan karakteristik jumlah *baffle* yang sama (10 *baffle*) memiliki nilai *pressure drop* yang lebih baik. Fenomena tersebut disebabkan energi disipasi segmental *baffle* antara fluida dengan *baffle* lebih besar sehingga nilai *pressure drop* yang dihasilkan akan semakin besar. Karakteristik nilai *pressure drop* pada *heat exchanger* menyatakan sejauh mana fluida mampu mempertahankan karakteristik tekanan yang dimiliki selama fluida tersebut mengalir dari sisi *inlet* sampai pada sisi *outlet*.

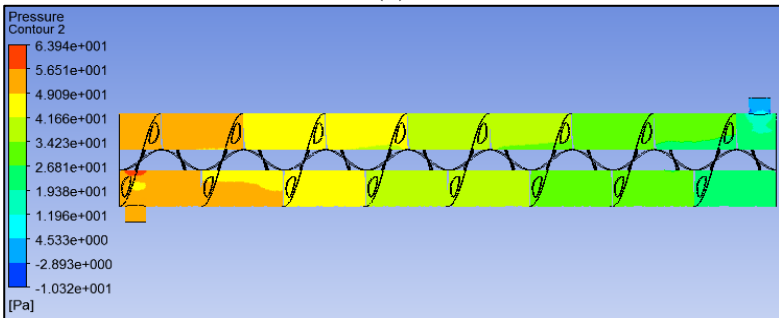
Secara kualitatif distribusi tekanan divisualisasikan pada Gambar 4.24 pada laju aliran massa 0.05 kg/s.



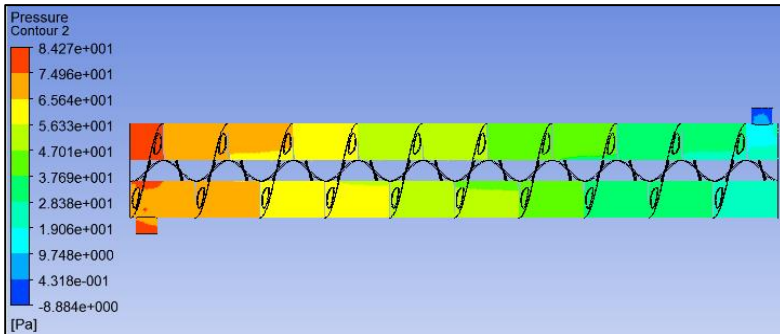
(a)



(b)



(c)



(d)

Gambar 4.24 Kontur Tekanan pada saat $\dot{m} = 0.05$ kg/s dengan Variasi Jarak *Baffle* (a)0.15m; (b)0.1m; (c)0.075m; dan (d)0.06m

Data kualitatif yang disajikan pada Gambar 4.24 merupakan salah satu faktor pendukung pengolahan data kualitatif yang telah dilakukan. Berdasarkan visualisasi pada Gambar 4.24 menunjukkan bahwa semakin banyak variasi jumlah *baffle* dominasi warna biru pada sisi outlet fluida semakin dominan, yang menunjukkan tekanan yang dihasilkan akan semakin kecil jika jumlah *baffle* semakin bertambah dengan kata lain nilai *pressure drop* berbanding lurus dengan variasi jumlah *baffle*. Fenomena tersebut terjadi karena *pressure drop* dipengaruhi oleh jumlah *baffle* yang ada didalam *shell and tube heat exchanger*, semakin banyak *baffle* akan menyebabkan intensitas tumbukkan antara fluida dengan dinding *baffle* semakin besar sehingga menyebabkan penurunan tekanan.

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari hasil penelitian yang telah dilakukan, maka dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut :

- a. Hasil simulasi nilai laju perpindahan panas fluida dingin (q_c) dan laju perpindahan panas fluida panas (q_h) mendekati karakteristik persamaan kesetimbangan energi dengan nilai deviasi 0.07%.
- b. Temperatur outlet fluida dingin semakin tinggi pada saat jumlah variasi baffle semakin besar dan laju aliran massa semakin kecil yang secara kualitatif ditandai dominasi kontur warna merah di sisi outlet dengan nilai temperatur yang paling besar 385.92°K pada variasi jarak *baffle* 0.06 m dengan laju aliran massa 0.05 kg/s
- c. Kecepatan fluida dingin akan semakin besar seiring dengan peningkatan jumlah *baffle* dan laju aliran massa yang secara kualitatif ditandai dengan dominasi kontur warna biru muda dengan nilai kecepatan yang paling besar 0.958 m/s pada variasi jarak *baffle* 0.06 m dengan laju aliran massa 0.2 kg/s
- d. Nilai koefisien perpindahan panas total yang paling baik adalah 469.05 W/m².K pada variasi jarak *baffle* 0.06 m dengan laju aliran massa *inlet* 0.2 kg/s.
- e. Nilai *pressure drop* terbaik pada jarak *baffle* 0.15 m dengan laju aliran massa *inlet* 0.05 kg/s sebesar 0.62 Pa.

5.2 Saran

Adapun saran dari hasil penelitian yang mampu dikembangkan untuk penelitian selanjutnya adalah perlu ditambahkan variasi dan nilai variabel yang mampu mengoptimalkan hasil simulasi terkait perpindahan panas serta pengaruh dari *helical baffle* terhadap dampak ekonomi yang dihasilkan.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Inconpera, Frank.P, and Dewitt, David.P. 2007. *"Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7th Edition"*. America : john willey & sons. ISBN/ISSN.
- [2] Kuppan, T. 2000. *"Heat Exchanger Design Book"*. America : Marcel Dekker.
- [3] Q. Kern, Donald. 1965."Process Heat Transfer". New York : Mc-Graw Hill Book Company.
- [4] Ozden, Ender., Tari, Ilker. 2010. *"Shell side CFD analysis of a small shell and tube heat exchanger"*. Energy Conservation and Management 51 (2010) 1004-1014.
- [5] Lei, Gang Yong,. Dkk. 2008. *"Effects of baffle inclination angle on flow and heat transfer of a heat exchanger with helical baffles"*. ScienceDirect-Chemical Engineering and Processing, 1-10.
- [6] B, Peng., dkk. 2007.*"An experimental Study of shell and tube heat exchangers with continuous Helical baffles"*. ASME Journal of Heat transfer.
- [7] Chung, T.J. 2002. *"Computational Fluids Dynamics"*. Unied Kingdom : Cambridge University Press.
- [8] Ambekar, Aniker Shrikant. 2002. *"CFD simulation study of shell and tube heat exchangers with different"*. Thermal Engineering 108 (2016) 999-1007.
- [9] Zhang Jian Fei, Hei Y., Tao w. 2010. *"A design and rating method for shell and tube heat exchanger with helical baffle"*. ASME Journal of heat transfer.
- [10] Shinde, Sunilkumar. 2012. *"Comparative Thermal Performance Analysis of Segmental Baffle Heat Exchanger with Continous Helical Baffle Heat Exchanger using Kern Method"*. International Journal of Engineering Research and Application(IJERA) ISSN : 2248-9622.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Bogor, Jawa Barat pada tanggal 02 Agustus 1993. Pendidikan penulis diawali dari TK. Sari Sekar (1999), SDN Tarikolot IV (2005), SMP Puspanegara (2008), SMKN 1 Cibinong (2011), dan D3 Teknik Elektro UGM (2014). Setelah lulus D3 penulis sedang melanjutkan studi di Jurusan Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri Sepuluh Nopember, Surabaya. Bidang minat yang diambil penulis pada saat menempuh perkuliahan adalah Bidang Minat Rekayasa Energi dan Pengkondisian Lingkungan, serta Bidang Minat Instrumentasi dan Kontrol. Pengalaman *internship* yang dilakukan penulis dilakukan di PT. Jaly Indonesia Utama (2007), penulis membuat program inventaris bahan baku berbasis Microsoft Access. PT. Asia Pacific Fibers (2013) penulis melakukan kajian mengenai inverter yang digunakan pada proses utama, dan PT. Energi Argo Nusantara (2016) penulis melakukan verifikasi sensor level pada Molasses Service Tank. Penulis dapat dihubungi melalui alamat email bayeshag@gmail.com.